

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Wataru ISHIMARU
Title: SPEED CHANGE GEAR FOR
AUTOMATIC TRANSMISSION
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 07/16/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

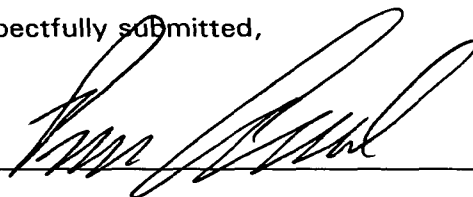
Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-207285 filed 07/16/2002.

Respectfully submitted,

By 

Date July 16, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162
Facsimile: (202) 672-5399

Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月16日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-207285

[ST.10/C]:

[JP2002-207285]

出 願 人

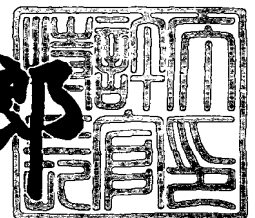
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 4月15日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-3027527

【書類名】 特許願

【整理番号】 20010172

【提出日】 平成14年 7月16日

【あて先】 特許庁長官 及川 耕造 殿

【国際特許分類】 F16H 3/44

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【請求項の数】 11

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

 【氏名】 石丸 航

【特許出願人】

 【識別番号】 000231350

 【氏名又は名称】 ジヤトコ株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100072051

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

 【識別番号】 100059258

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 074997

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

 【物件名】 明細書 1

 【物件名】 図面 1

 【物件名】 要約書 1

 【包括委任状番号】 0004917

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 動力源からの回転を入力される入力部と、

この入力部に同軸に配置された出力部と、

これら入出力部間に多数の伝動経路を提供可能な 3 個の遊星歯車組と、

これら 3 個の遊星歯車組が該伝動経路のうちの 1 つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになるための選択的に断接可能な 3 つのクラッチおよび 2 つのブレーキとを具え、

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進 6 速・後退 1 速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置において、

前記 3 個の遊星歯車組のうち 1 個の遊星歯車組は、前記入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、

残りの 2 個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を 2 個のサンギヤと、これら 2 個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う 1 個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記 2 個のサンギヤの間から回転を入出力可能なキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組を 1 個のサンギヤと、このサンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う 1 個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成るシングルピニオン型遊星歯車組とし、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組の一方のサンギヤを含んで第 2 ブレーキにより固定可能とした第 1 回転メンバと、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組の他方のサンギヤを含んで、前記減速用遊星歯車組からの減速回転を第 2 クラッチにより伝達され得る第 2 回転メンバと、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組の相互に結合された構成要素を含んで前記出力部に変速回転を出力する第 3 回転メンバと、

前記入力回転を第 3 クラッチにより伝達されると共に第 1 ブレーキにより固定可

能な、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組内の構成要素を含む第4回転メンバと、

前記減速用遊星歯車組からの出力回転を第1クラッチにより伝達され得る、前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組内の構成要素を含む第5回転メンバとを有し、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組は、前記第2および第5回転メンバの双方に係わる遊星歯車組を他方の遊星歯車組よりも前記減速用遊星歯車組に近い側に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項2】 請求項1記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記減速用遊星歯車組を常時固定の第1サンギヤと、第1リングギヤと、これら第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンを回転自在に支持する第1キャリアとより成るシングルピニオン型遊星歯車組で構成し、

前記シングルピニオン型遊星歯車組を第2サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第2ピニオンと、該ピニオンに噛み合う第2リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持する第2キャリアとで構成し、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を2個の第3および第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通な第3ピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記第3および第4サンギヤの間から回転を入出力可能な第3キャリアとで構成し、

前記3個の遊星歯車組を、入力部の側から減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に配置し、

前記入力部を第1リングギヤに結合すると共に第3クラッチにより前記センターメンバに結合可能とし、

第2サンギヤおよび第3サンギヤを第1連結メンバにより相互に結合すると共に第2クラッチにより第1キャリアに結合可能とし、

第2キャリアおよび第3リングギヤを第2連結メンバにより相互に結合すると共に前記出力部に結合し、

第1キャリアおよび第2リングギヤ間を第1クラッチにより結合可能とし、
第3キャリアを第1ブレーキにより、また第4サンギヤを第2ブレーキにより固定可能とし、

第1クラッチおよび第2クラッチをシングルピニオン型遊星歯車組の近傍に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項3】 請求項1または2記載の自動変速機用歯車変速装置において、第1クラッチおよび第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチおよび第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチおよび第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチおよび第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチおよび第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチおよび第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチおよび第1ブレーキの締結により後退の変速段を得ることができるよう構成したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項4】 請求項1記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記減速用遊星歯車組を常時固定の第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤに噛み合うピニオンと、第1リングギヤに噛み合うピニオンと、これら第1サンギヤに噛み合うピニオンおよび第1リングギヤに噛み合うピニオンを回転自在に支持する第1キャリアとより成るダブルピニオン型遊星歯車組で構成し、

前記シングルピニオン型遊星歯車組を第2サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第2ピニオンと、該ピニオンに噛み合う第2リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持する第2キャリアとで構成し、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を2個の第3および第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通な第3ピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記第3および第4サンギヤの間から回転を入出力可能な第3キャリアとより構成し、

前記3個の遊星歯車組を、入力部の側から減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に配置し、
前記入力部を第1キャリアに結合すると共に第3クラッチにより前記センターメンバに結合可能とし、

第2サンギヤおよび第3サンギヤを第1連結メンバにより相互に結合すると共に第2クラッチにより第1リングギヤに結合可能とし、

第2キャリアおよび第3リングギヤを第2連結メンバにより相互に結合すると共に前記出力部に結合し、

第1リングギヤおよび第2リングギヤ間を第1クラッチにより結合可能とし、

第3キャリアを第1ブレーキにより、また第4サンギヤを第2ブレーキにより固定可能とし、

第1クラッチおよび第2クラッチをシングルピニオン型遊星歯車組の近傍に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項5】 請求項1または4記載の自動変速機用歯車変速装置において、第1クラッチおよび第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチおよび第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチおよび第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチおよび第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチおよび第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチおよび第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチおよび第1ブレーキの締結により後退の変速段を得ることができるよう構成したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項6】 請求項1記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記減速用遊星歯車組を常時固定の第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤに噛み合うピニオンと、第1リングギヤに噛み合うピニオンと、これら第1サンギヤに噛み合うピニオンおよび第1リングギヤに噛み合うピニオンを回転自在に支持する第1キャリアとより成るダブルピニオン型遊星歯車組で構成し、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を2個の第2および第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通な第2ピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個の第2リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記第2および第4サンギヤの間から回転を入出力可能な第3キャリアとにより構成し、

前記シングルピニオン型遊星歯車組を第3サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第3ピニオンと、該ピニオンに噛み合う第3リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持する第3キャリアとで構成し、

前記3個の遊星歯車組を、入力部の側から減速用遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組の順に配置し、

前記入力部を第1キャリアに結合すると共に第3クラッチにより第3キャリアに結合可能とし、

第3キャリアを第1ブレーキにより固定可能とし、

第2サンギヤおよび第3サンギヤを第1連結メンバにより相互に結合すると共に第2ブレーキにより固定可能とし、

第2キャリアおよび第3リングギヤを第2連結メンバにより相互に結合すると共に、第2キャリアから第2および第4サンギヤ間を経て径方向内方へ延在する前記センターメンバを前記出力部に結合し、

第1リングギヤを第1クラッチにより第2リングギヤに、また第2クラッチにより第4サンギヤに結合可能とし、

第1クラッチおよび第2クラッチをダブルサンギヤ型遊星歯車組の近傍に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項7】 請求項1または6記載の自動変速機用歯車変速装置において、第1クラッチおよび第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチおよび第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチおよび第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチおよび第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチおよび第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチおよび第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチおよび第1ブレーキの締結により後退の変速段を得ることができるよう構成したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項8】 請求項1乃至7のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第1または第2クラッチを減速用遊星歯車組に近い側の遊星歯車組の外周に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項9】 請求項8項記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第3クラッチを、減速用遊星歯車組に近い側の遊星歯車組に関し前記第1および第2クラッチと同じ側に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項10】 請求項1乃至9のいずれか1項記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第1ブレーキおよび第2ブレーキと、これらブレーキにより固定

すべき遊星歯車組構成要素との間を、減速用遊星歯車組から最も遠い遊星歯車組の後ろ側より取り出した連結部材により結合したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【請求項 1 1】 請求項 1 0 記載の自動変速機用歯車変速装置において、前記第 1 ブレーキおよび第 2 ブレーキを第 1 および第 2 クラッチの外周に配置したことを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】

本発明は、入力部と、3 個の遊星歯車組と、3 つのクラッチと、2 つのブレーキと、出力部とを有して構成され、変速要素である 3 つのクラッチと 2 つのブレーキを適宜締結・解放することで、少なくとも前進 6 速・後退 1 速を得る自動変速機用歯車変速装置に関するものである。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

従来、入力軸と、1 個のシングルピニオン型遊星歯車組と、2 個のシングルピニオン型遊星歯車組の組み合わせに成るシンプソン型遊星歯車列と、3 つのクラッチと、2 つのブレーキと、出力軸とを有して構成され、変速要素である 3 つのクラッチと 2 つのブレーキを適宜締結・解放することで前進 6 速・後退 1 速を得る自動変速機用歯車変速装置が、例えば特開平 4 - 2 1 9 5 5 3 号公報の図 7 に示すごとくに提案されている。

【 0 0 0 3 】

このように 1 個のシングルピニオン型遊星歯車組とシンプソン型遊星歯車列とにより構成された自動変速機用歯車変速装置は、下記に列挙する特徴を有する。

(1) シンプソン型遊星歯車列の最大トルクとなる 1 速でのトルク伝達の流れが、全メンバを介して分担するので、強度的に有利である。

(2) シンプソン型遊星歯車列がリングギヤ入力であるため、サンギヤ入力に比較して、接線力が半分程度になり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利である。

【0 0 0 4】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記のごとく1個のシングルピニオン型遊星歯車組とシンプソン型遊星歯車列とより成る従来の歯車変速装置は、上記利点を有する反面、

(3) オーバードライブの変速段を得るには、シンプソン型遊星歯車列へのキャリア入力が必要であり、入力軸と出力軸とを同軸に設けると、回転メンバが3メンバに限られるシングルピニオン型の遊星歯車組でキャリアへの入力経路が不成立となり、

(4) よって、キャリアへの入力経路を成立させるため、入力軸と出力軸とを異なる軸線上に平行軸配置で設ける必要が発生し、その結果として自動変速機の径方向への大型化を招く、

という問題があった。

【0 0 0 5】

上記(3)、(4)の問題を解消するため上記した特開平4-219553号公報には更に、その図13、図14、図15において、シンプソン型遊星歯車列に代えラビニョオ型複合遊星歯車列(ダブルピニオンにそれぞれサンギヤを噛み合わせた複合遊星歯車列)を用いた歯車変速装置も提案されている。

【0 0 0 6】

しかし、このラビニョオ型複合遊星歯車列を採用した歯車変速装置は、全ての構成要素を同軸上に配置し得て上記並行軸配置を回避し得るものの、下記に列挙する問題点を有する。

(5) 歯車列の(1速での)最大トルクを、ラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組で受け持つので、強度的に不利である。

(6) 減速装置としての一個のシングルピニオン型遊星歯車組で増大したトルクを、ラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力に比較して、接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利である。

(7) 1速におけるラビニョオ型複合遊星歯車列の強度(歯車強度や歯車寿命)の確保やキャリア剛性等の向上とが共に要求されることで、ラビニョオ型複合遊

星歯車列を大型化する必要があり、この結果自動変速機の大型化を招いて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた同軸配置による小径化の利点が相殺され、上記問題の解決策にならない。

(8) 変速段によってはラビニョオ型複合遊星歯車列にてトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段では、伝達効率の低下により、燃費が悪化する。

【0007】

換言すれば、上記したごとく1個のシングルピニオン型遊星歯車組およびラビニョオ型複合遊星歯車列の組み合わせに成る歯車変速装置は、1個のシングルピニオン型遊星歯車組とシンプソン型遊星歯車列との組み合わせに成る歯車変速装置の長所である上記(1)，(2)の利点は何れも損なわれるし、上記(3)，

(4)の大型化についてもラビニョオ型複合遊星歯車列が大型化するという別の理由により、結果的に自動変速機の大型化を避けることができないことから、当該大型化の問題を解消し得ない。

なお上記文献にはその図12に、シングルピニオン型遊星歯車組で減速した大トルクの回転をラビニョオ型複合遊星歯車列のリングギヤに入力させる技術も提案されているが、入出力部を同軸ではなく並行軸配置にする必要のある技術で自動変速機の大径化を招き、これも問題解決にはならない。

【0008】

本発明は上記の実情に鑑み、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いないで入力部と出力部の同軸配置を実現することにより、シンプソン型遊星歯車列を用いた場合における前記(1)，(2)の利点はそのまま維持しつつ、つまり歯車列の強度的有利性(車強度や歯車寿命等)を保ちつつ、上記(3)，(4)の大型化に関する問題を解消し得るようにすると共に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合におけるトルク循環に関した(8)の問題をも解消して燃費の悪化を回避することができるようにし、又、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べてギヤ比の選択自由度を高めることができる自動変速機用歯車変速装置を提供することを主たる目的とする。

【0009】

本発明は更に、第1段の遊星歯車組で減速した大トルクの回転を後段の遊星歯

車組に伝達する必要があるクラッチを含む動力伝達経路を短縮可能にして、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しを容易にし、もって、前記の利点を具えるほかに自動変速機の小型化にも寄与する自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とする。

【 0 0 1 0 】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による自動変速機用歯車変速装置は、請求項 1 に記載のごとく、

動力源からの回転を入力される入力部と、

この入力部に同軸に配置された出力部と、

これら入出力部間に多数の伝動経路を提供可能な 3 個の遊星歯車組と、

これら 3 個の遊星歯車組が該伝動経路のうちの 1 つを選択して対応変速比で前記入力部からの回転を変速し、前記出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な 3 つのクラッチおよび 2 つのブレーキとを具え、

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進 6 速・後退 1 速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置を前提とする。

【 0 0 1 1 】

本発明においては、上記 3 個の遊星歯車組のうち 1 個の遊星歯車組は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とし、

残りの 2 個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を 2 個のサンギヤと、これら 2 個のサンギヤに噛み合う共通なピニオンと、該ピニオンに噛み合う 1 個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記 2 個のサンギヤの間から回転を入出力可能なキャリアとより成るダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組を 1 個のサンギヤと、このサンギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンに噛み合う 1 個のリングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するキャリアとから成るシングルピニオン型遊星歯車組し、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組の一方のサンギヤを含んで第 2 ブレーキにより固定可能とした第 1 回転メンバと、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組の他方のサンギヤを含んで、減速用遊星歯車組からの減速回転を第2クラッチにより伝達され得る第2回転メンバと、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組の相互に結合された構成要素を含んで出力部に変速回転を出力する第3回転メンバと、

入力回転を第3クラッチにより伝達されると共に第1ブレーキにより固定可能な、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組内の構成要素を含む第4回転メンバと、

減速用遊星歯車組からの出力回転を第1クラッチにより伝達され得る、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組内の構成要素を含む第5回転メンバとを有する。

【0012】

そして、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組は、第2および第5回転メンバの双方に係わる遊星歯車組を他方の遊星歯車組よりも減速用遊星歯車組に近い側に配置したものである。

【0013】

【発明の効果】

本発明の歯車変速装置によれば、これを上記した減速用遊星歯車組と、シングルピニオン型遊星歯車組と、ダブルサンギヤ型遊星歯車組と、第1～第5回転メンバの組み合わせにより構成したから、

最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、減速用遊星歯車組からトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤになることがなく、リングギヤ入力やキャリア入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

つまり、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合の前記(1)、(2)の利点を維持することができる。

【0014】

更に本発明の歯車変速装置によれば、減速用遊星歯車組からのトルクを入力さ

れて変速する変速用遊星歯車組を成す 2 個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を 2 個のサンギヤが存在する前記型式のダブルサンギヤ型遊星歯車組としたため、ダブルサンギヤ型遊星歯車組のキャリアに対し回転を入出力するためのメンバを、上記 2 個のサンギヤ間を経てキャリアから径方向内方へ延在させることができる。

従って、オーバードライブ変速段を実現するために変速用遊星歯車組内のキャリアに入力回転を伝達する必要がある場合においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の両サンギヤ間における上記メンバを経て当該入力回転のキャリアへの伝達が可能であり、入出力部を平行軸配置にしなくても、つまり入出力部を同軸配置にしてオーバードライブ変速段を実現することができ、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合に不可避だった径方向の大型化に関する前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【 0 0 1 5 】

しかも本発明によれば、当該問題解決をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らず上記した特異なダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の（第 1 速での）最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、上記したところからも明らかなようにこのような弊害を伴うことなく前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【 0 0 1 6 】

また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本発明の解決策によれば、上記したところから明らかなように当該不利益を伴うことなく前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【 0 0 1 7 】

更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、変速段によってはラビニョ

型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本発明の歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本発明の歯車変速装置によれば更に加えて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べギヤ比の選択自由度を高めることができる。

【 0 0 1 8 】

また本発明においては上記3個の遊星歯車組の配置に関し、ダブルサンギヤ型遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組は、第2および第5回転メンバの双方に係わる方の遊星歯車組、つまり減速用遊星歯車組からの減速回転を第1および第2クラッチを経て入力される一方の遊星歯車組を他方の遊星歯車組よりも減速用遊星歯車組に近い側に配置したから、

減速用遊星歯車組で減速した大トルクの回転を上記一方の遊星歯車組に伝達するクラッチを含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって、本発明の歯車変速装置は前記の利点を具えるほかに自動変速機の小型化にも寄与する。

【 0 0 1 9 】

ところで上記本発明の歯車変速装置は、請求項2に記載のごとく、

前記減速用遊星歯車組を常時固定の第1サンギヤと、第1リングギヤと、これら第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛み合うピニオンと、該ピニオンを回転自在に支持する第1キャリアとより成るシングルピニオン型遊星歯車組で構成し、

前記シングルピニオン型遊星歯車組を第2サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第2ピニオンと、該ピニオンに噛み合う第2リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持する第2キャリアとで構成し、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を2個の第3および第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通な第3ピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンター

メンバを経て前記第 3 および第 4 サンギヤの間から回転を入出力可能な第 3 キャリアとで構成し、

前記 3 個の遊星歯車組を、入力部の側から減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に配置し、

前記入力部を第 1 リングギヤに結合すると共に第 3 クラッチにより前記センターメンバに結合可能とし、

第 2 サンギヤおよび第 3 サンギヤを第 1 連結メンバにより相互に結合すると共に第 2 クラッチにより第 1 キャリアに結合可能とし、

第 2 キャリアおよび第 3 リングギヤを第 2 連結メンバにより相互に結合すると共に前記出力部に結合し、

第 1 キャリアおよび第 2 リングギヤ間を第 1 クラッチにより結合可能とし、

第 3 キャリアを第 1 ブレーキにより、また第 4 サンギヤを第 2 ブレーキにより固定可能とし、

第 1 クラッチおよび第 2 クラッチをシングルピニオン型遊星歯車組の近傍に配置するのが良い。

【 0 0 2 0 】

この場合、入力回転が減速用遊星歯車組の大径の第 1 リングギヤへ入力されることから、接線力が小さくなって減速用遊星歯車組の小型化が可能であり、ひいては自動変速機用歯車変速装置の小型化を実現することができる。

また、最大トルクとなる第 1 速で減速用遊星歯車組からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、第 1 速で減速用遊星歯車組から第 1 クラッチを経てトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤになることがなく、第 2 リングギヤへの入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

【 0 0 2 1 】

更に、減速用遊星歯車組からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車組を成す 2 個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を第 3 サンギヤおよび第 4 サ

ンギヤが存在するダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、第3キャリアのサイドメンバに結合されて第3および第4 サンギヤ間より径方向内方に延在するセンターメンバを設けたため、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組の第3 キャリアとこれに対し回転を入出力するための第3 クラッチとの間を、上記のように第3 サンギヤおよび第4 サンギヤ間を経て第3 キャリアから径方向内方へ延在するよう設けたセンターメンバにより結合することができる。

従って、オーバードライブ変速段を実現するために第3クラッチを経て第3キャリアに入力回転を伝達する必要が生じた場合においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の第3 および第4 サンギヤ間における上記センターメンバを経て当該入力回転の第3キャリアへの伝達が可能であり、入出力部を平行軸配置にしなくても、つまり入出力部を同軸配置にしてオーバードライブ変速段を実現することができる、歯車変速装置が径方向に大型化するのを回避することができる。

【 0 0 2 2 】

しかも、当該径方向大型化の回避をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の（第1速での）最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、上記したところからも明らかなようにこのような弊害を伴うことない。

【 0 0 2 3 】

また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該解決策によれば、上記したところから明らかなようにかかる不利益を伴うことなく入出力部の平行軸配置を回避して同軸配置を実現することができる。

【 0 0 2 4 】

更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、変速段によってはラビニオ

型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた歯車変速装置によれば更に加えて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べギヤ比の選択自由度を高めることができる。

【 0 0 2 5 】

また当該歯車変速装置においては、減速用遊星歯車組からの減速回転をシングルピニオン型遊星歯車組の第2リングギヤおよび第2サンギヤに伝達する第1クラッチおよび第2クラッチをシングルピニオン型遊星歯車組の近傍に配置したから

これによっても、減速用遊星歯車組で減速した大トルクの回転をシングルピニオン型遊星歯車組の第2リングギヤおよび第2サンギヤに伝達する第1および第2クラッチを含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって歯車変速装置の小型化に寄与する。

かかる第1クラッチおよび第2クラッチを配置によれば更に、これらクラッチの作動ピストンをダブルピストン化してその設置スペースの低下により歯車変速装置を一層小型化することができる。

【 0 0 2 6 】

ところで上記歯車変速装置の変速制御は、請求項3に記載のごとく、第1クラッチおよび第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチおよび第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチおよび第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチおよび第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチおよび第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチおよび第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチおよび第1ブレーキの締結により後退の変速段を得るようなものとするのが实际的である。

【 0 0 2 7 】

なお前記した本発明の歯車変速装置は、請求項4に記載のごとく、

前記減速用遊星歯車組を常時固定の第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤに噛み合うピニオンと、第1リングギヤに噛み合うピニオンと、これら第1サンギヤに噛み合うピニオンおよび第1リングギヤに噛み合うピニオンを回転自在に支持する第1キャリアとより成るダブルピニオン型遊星歯車組で構成し、

前記シングルピニオン型遊星歯車組を第2サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第2ピニオンと、該ピニオンに噛み合う第2リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持する第2キャリアとで構成し、

前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を2個の第3および第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通な第3ピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個の第3リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記第3および第4サンギヤの間から回転を入出力可能な第3キャリアとより構成し、

前記3個の遊星歯車組を、入力部の側から減速用遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の順に配置し、前記入力部を第1キャリアに結合すると共に第3クラッチにより前記センターメンバに結合可能とし、

第2サンギヤおよび第3サンギヤを第1連結メンバにより相互に結合すると共に第2クラッチにより第1リングギヤに結合可能とし、第2キャリアおよび第3リングギヤを第2連結メンバにより相互に結合すると共に前記出力部に結合し、

第1リングギヤおよび第2リングギヤ間を第1クラッチにより結合可能とし、

第3キャリアを第1ブレーキにより、また第4サンギヤを第2ブレーキにより固定可能とし、

第1クラッチおよび第2クラッチをシングルピニオン型遊星歯車組の近傍に配置したごときものでもよい。

【 0 0 2 8 】

この場合、入力回転が減速用遊星歯車組の大径の第1キャリアへ入力されることから、接線力が小さくなって減速用遊星歯車組の小型化が可能であり、ひいて

は自動変速機用歯車変速装置の小型化を実現することができる。

また、最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の全メンバを紹介したものとなって強度的に有利であるほか、第1速で減速用遊星歯車組から第1クラッチを経てトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤになることがなく、第2リングギヤへの入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

【 0 0 2 9 】

更に、減速用遊星歯車組からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車組を成す2個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を第3サンギヤおよび第4サンギヤが存在するダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、第3キャリアに結合されて第3および第4サンギヤ間より径方向内方に延在するセンターメンバを設けたため、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組の第3キャリアとこれに対し回転を入出力するための第3クラッチとの間を、上記のように第3サンギヤおよび第4サンギヤ間を経て第3キャリアから径方向内方へ延在するよう設けたセンターメンバにより結合することができる。

従って、オーバードライブ変速段を実現するために第3クラッチを経て第3キャリアに入力回転を伝達する必要がある場合においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の第3および第4サンギヤ間における上記センターメンバを経て当該入力回転の第3キャリアへの伝達が可能であり、入出力部を平行軸配置にしなくても、つまり入出力部を同軸配置にしてオーバードライブ変速段を実現することができ、歯車変速装置が径方向に大型化するのを回避することができる。

【 0 0 3 0 】

しかも、当該径方向大型化の回避をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の（第1速での）最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組の

みにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、上記したところからも明らかなようにこのような弊害を伴うことない。

【 0 0 3 1 】

また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該解決策によれば、上記したところから明らかなようにかかる不利益を伴うことなく出力部の平行軸配置を回避して同軸配置を実現することができる。

【 0 0 3 2 】

更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、変速段によってはラビニョオ型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた歯車変速装置によれば更に加えて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べギヤ比の選択自由度を高めることができる。

【 0 0 3 3 】

また当該歯車変速装置においては、減速用遊星歯車組からの減速回転をシングルピニオン型遊星歯車組の第2リングギヤおよび第2サンギヤに伝達する第1クラッチおよび第2クラッチをシングルピニオン型遊星歯車組の近傍に配置したから

これによっても、減速用遊星歯車組で減速した大トルクの回転をシングルピニオン型遊星歯車組の第2リングギヤおよび第2サンギヤに伝達する第1および第2クラッチを含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって歯車変速装置の小型化に寄与する。

かかる第1クラッチおよび第2クラッチを配置によれば更に、これらクラッチの作動ピストンをダブルピストン化してその設置スペースの低下により歯車変速装

置を一層小型化することができる。

【 0 0 3 4 】

ところで上記歯車変速装置の変速制御は、請求項5に記載のごとく、第1クラッチおよび第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチおよび第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチおよび第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチおよび第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチおよび第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチおよび第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチおよび第1ブレーキの締結により後退の変速段を得るようなものとするのが实际的である。

【 0 0 3 5 】

また前記した本発明の歯車変速装置は、請求項6に記載のごとく、

前記減速用遊星歯車組を常時固定の第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤに噛み合うピニオンと、第1リングギヤに噛み合うピニオンと、これら第1サンギヤに噛み合うピニオンおよび第1リングギヤに噛み合うピニオンを回転自在に支持する第1キャリアとより成るダブルピニオン型遊星歯車組で構成し

、
前記ダブルサンギヤ型遊星歯車組を2個の第2および第4サンギヤと、これらサンギヤに噛み合う共通な第2ピニオンと、該ピニオンに噛み合う1個の第2リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持するサイドメンバに結合されたセンターメンバを経て前記第2および第4サンギヤの間から回転を入出力可能な第3キャリアとにより構成し、

前記シングルピニオン型遊星歯車組を第3サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第3ピニオンと、該ピニオンに噛み合う第3リングギヤと、該ピニオンを回転自在に支持する第3キャリアとで構成し、

前記3個の遊星歯車組を、入力部の側から減速用遊星歯車組、ダブルサンギヤ型遊星歯車組、シングルピニオン型遊星歯車組の順に配置し、

前記入力部を第1キャリアに結合すると共に第3クラッチにより第3キャリアに結合可能とし、

第3キャリアを第1ブレーキにより固定可能とし、

第2サンギヤおよび第3サンギヤを第1連結メンバにより相互に結合すると共に第2ブレーキにより固定可能とし、

第2キャリアおよび第3リングギヤを第2連結メンバにより相互に結合すると共に、第2キャリアから第2および第4サンギヤ間を経て径方向内方へ延在する前記センターメンバを前記出力部に結合し、

第1リングギヤを第1クラッチにより第2リングギヤに、また第2クラッチにより第4サンギヤに結合可能とし、

第1クラッチおよび第2クラッチをダブルサンギヤ型遊星歯車組の近傍に配置したときものでもよい。

【 0 0 3 6 】

この場合、入力回転が減速用遊星歯車組の大径の第1キャリアへ入力されることから、接線力が小さくなって減速用遊星歯車組の小型化が可能であり、ひいては自動変速機用歯車変速装置の小型化を実現することができる。

また、最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、第1速で減速用遊星歯車組から第1クラッチを経てトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組およびダブルサンギヤ型遊星歯車組のサンギヤになることがなく、ダブルサンギヤ型遊星歯車組における第2リングギヤへの入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

【 0 0 3 7 】

更に、減速用遊星歯車組からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車組を成す2個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組を第2サンギヤおよび第4サンギヤが存在するダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、第2キャリアに結合されて第2および第4サンギヤ間より径方向内方に延在するセンターメンバを設けたため、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組の第2キャリアとこれからの回転を出力するための出力部との間を、上記のように第2サンギヤおよび第4サンギヤ間を経て第2キャリアから径方向内方へ延在するよう設けたセンターメンバにより結合するこ

とができる。

従って、減速用遊星歯車組およびシングルピニオン型遊星歯車組間に位置するダブルサンギヤ型遊星歯車組の第2キャリアから出力部へ変速回転を軸線方向後方へ取り出す必要が生じた場合（フロントエンジン・リヤドライブ車に用いる場合）においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組の第2および第4サンギヤ間における上記センターメンバを経て第2キャリアから軸線方向後方に同軸に存在する出力部への出力が可能であり、入出力部を平行軸配置にしなくても、従って大径化を伴うことなくかかる動力の後方取り出しを実現することができる。

【0038】

しかも、当該径方向大型化の回避をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の（第1速での）最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、上記したところからも明らかなようにこのような弊害を伴うことない。

【0039】

また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該解決策によれば、上記したところから明らかなようにかかる不利益を伴うことなく入出力部の平行軸配置を回避して同軸配置を実現することができる。

【0040】

更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、変速段によってはラビニョオ型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた歯車変速装置によれば更に加えて、ラビ

ニヨオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べギヤ比の選択自由度を高めることができる。

【0041】

また当該歯車変速装置においては、減速用遊星歯車組からの減速回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組の第2リングギヤおよび第4サンギヤに伝達する第1クラッチおよび第2クラッチをダブルサンギヤ型遊星歯車組の近傍に配置したから、

これによっても、減速用遊星歯車組で減速した大トルクの回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組の第2リングギヤおよび第4サンギヤに伝達する第1および第2クラッチを含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって歯車変速装置の小型化に寄与する。

かかる第1クラッチおよび第2クラッチを配置によれば更に、これらクラッチの作動ピストンをダブルピストン化してその設置スペースの低下により歯車変速装置を一層小型化することができる。

【0042】

ところで上記歯車変速装置の変速制御は、請求項7に記載のごとく、第1クラッチおよび第1ブレーキの締結により第1速、第1クラッチおよび第2ブレーキの締結により第2速、第1クラッチおよび第2クラッチの締結により第3速、第1クラッチおよび第3クラッチの締結により第4速、第2クラッチおよび第3クラッチの締結により第5速、第3クラッチおよび第2ブレーキの締結により第6速、第2クラッチおよび第1ブレーキの締結により後退の変速段を得るようなものとするのが实际的である。

【0043】

なお、いずれにしても第1または第2クラッチを請求項8に記載のごとく、減速用遊星歯車組に近い側の遊星歯車組の外周に配置するのが、第1および第2クラッチを含んだ動力伝達経路を短縮して当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しを容易にし、歯車変速装置の小型化を実現するという前記の作用効果を一層確実なものにするという点において好ましい。

【0044】

一方で第3クラッチは請求項9に記載のごとく、減速用遊星歯車組に近い側の

遊星歯車組に関し、上記第1および第2クラッチと同じ側に配置するのがよく、

この場合、3つのクラッチの作動ピストンをまとめて配置することができるから、クラッチ作動油路の取り回しが容易になると共に、クラッチ間の油路抵抗の差が少なくなつてこれらクラッチに係わる変速のレスポンス差が少なくなり、クラッチの制御性が向上すると共に変速品質の均一を実現することができる。

【0045】

なお第1ブレーキおよび第2ブレーキについては、請求項10に記載のごとく、これら第1ブレーキおよび第2ブレーキと、これらにより固定すべき遊星歯車組構成要素との間を、減速用遊星歯車組から最も遠い遊星歯車組の後ろ側より取り出した連結部材ににより結合するのが、前記したクラッチ配置との関連においてブレーキ力伝達経路をシンプルで短いものにし、ブレーキ効率を高めると共に歯車変速装置を小型にする上において好ましい。

【0046】

また前記第1ブレーキおよび第2ブレーキは、請求項11に記載のごとく、第1および第2クラッチの外周に配置するのがよい。

この場合、これらブレーキにより固定すべき回転メンバと、当該ブレーキとの間を連結する連結部材を、減速用遊星歯車組から最も遠い遊星歯車組の後ろ側に配置することができ、該連結部材の設置スペースの確保が容易であるほかに以下の作用効果が得られる。

つまり、ブレーキは変速ケースの内周に沿うよう設ける必要があつて大径になるものの、第1ブレーキおよび第2ブレーキの上記配置によれば、第1および第2クラッチが前記したごとく変速機ケースの比較的前方に位置しているため、第1ブレーキおよび第2ブレーキも変速機ケースの比較的前方に位置することとなり、変速機ケースの後端部を小径にして歯車変速装置をエンジンルーム内に横置きする時の車載性を向上させることができる。

【0047】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

（第1の実施形態）

図 1 は、本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示し、G 1 は第 1 遊星歯車組、G 2 は第 2 遊星歯車組、G 3 は第 3 遊星歯車組、M 1 は第 1 連結メンバ、M 2 は第 2 連結メンバ、C 1 は第 1 クラッチ、C 2 は第 2 クラッチ、C 3 は第 3 クラッチ、B 1 は第 1 ブレーキ、B 2 は第 2 ブレーキ、Input は入力部（入力軸 1）、Output は出力部（出力歯車 2）である。

【 0 0 4 8 】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置（減速シングルピニオンタイプという）は、図 1 の左端部（入力部 Input に近い端部）より順次、シングルピニオン型遊星歯車組で構成した減速装置としての第 1 遊星歯車組 G1、シングルピニオン型の第 2 遊星歯車組 G 2、ダブルサンギヤ型の第 3 遊星歯車組 G 3 を同軸に配置し、

第 1 遊星歯車組 G1 により減速用遊星歯車組を構成し、第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 により変速用遊星歯車組（これを以下では、イシマル型遊星歯車列とも言う）を構成する。

【 0 0 4 9 】

第 1 遊星歯車組 G 1 は、第 1 サンギヤ S1 と、第 1 リングギヤ R1 と、これらギヤ S1, R1 に噛み合う第 1 ピニオン P1 を回転自在に支持した第 1 キャリア PC1 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組（減速用遊星歯車組）とする。

第 2 遊星歯車組 G 2 は、第 2 サンギヤ S2 と、第 2 リングギヤ R2 と、これらギヤ S2, R2 に噛み合う第 2 ピニオン P2 を回転自在に支持した第 2 キャリア PC2 とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

【 0 0 5 0 】

第 3 遊星歯車組 G 3 は、入力部 Input に近い側における第 3 サンギヤ S3 および入力部 Input から遠い側における第 4 サンギヤ S4 と、これらサンギヤ S 3, S 4 の各々に噛み合う共通な第 3 ピニオン P3 と、この第 3 ピニオン P3 を回転自在に支持した第 3 キャリア PC3 と、第 3 ピニオン P3 に噛み合う 1 個の第 3 リングギヤ R3 とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

第 3 サンギヤ S3 および第 4 サンギヤ S4 は同軸に配置するが、歯数を必ずしも同じにする必要はない。

また第3キャリアPC3には、これに結合されてサンギヤS3、S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMと、第3キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとを設け、アウターメンバOMを実際には後で詳述する特異な配置とする。

なおセンターメンバCMは、第3キャリアPC3と一体であり、且つ、第3ピニオンP3の配列ピッチ円上にあつて隣り合う第3ピニオンP3間に存在する空間を貫通するよう、またサンギヤS3、S4の間から径方向内方へ延在するよう配置する。

【0051】

入力部Inputは入力軸1で構成し、この入力軸1を第1リングギヤR1に結合すると共に、動力源としての図示せざるエンジンに同じく図示しなかったトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1リングギヤR1に入力されるようになる。

出力部Outputは出力歯車2で構成し、これを、第2キャリアPC2および第3リングギヤR3の結合に供されてこれらの結合体を成す第2連結メンバM2に同軸に結合し、出力歯車2からの変速機出力回転を、図示せざるファイナルギヤ組およびデифференシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになる。

なお第1連結メンバM1は、第2サンギヤS2と第3サンギヤS3とを一体的に結合する連結メンバで、これらサンギヤの結合体を構成する。

【0052】

減速用遊星歯車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリアPC1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

第3キャリアPC3のセンターメンバCMは、第3クラッチC3により入力軸1に適宜結合し得るようにする。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3における第3キャリアPC3のアウターメンバOMは、第1ブレーキB1により適宜変速機ケース3に結合可能にして第3キャリアPC3を適宜固定可能とし、第4サンギヤS4は、第2ブレーキB2により適宜変速機ケース3に結合可能にして第4サンギヤS4を適宜固定可能とする。

【 0 0 5 3 】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチ C 1, C 2, C 3 およびブレーキ B 1, B 2 を図 2 に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第 1 速～第 6 速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続する。

変速制御用のコントロールバルブボディーとしては、油圧制御タイプ、電子制御タイプ、およびこれらを組み合わせた併用式のものが採用される。

【 0 0 5 4 】

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図 2 ～図 6 に基づいて説明する。

図 2 は、上記した歯車変速装置における変速要素の締結論理を示し、図 3 は、該歯車変速装置における回転メンバの変速段ごとの回転状態を示す共線図、図 4 ～図 6 は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。図 3 において、最も太い線は第 1 遊星歯車組 G 1 の共線図、次に太い線は第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 よりなる変速用遊星歯車組（イシマル型遊星歯車列）の共線図である。

図 4 ～図 6 においては、クラッチ・ブレーキ・メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

【 0 0 5 5 】

（第 1 速）

前進第 1 速は図 2 に示すように、第 1 クラッチ C 1 と第 1 ブレーキ B 1 の締結により得られる。

この第 1 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において、第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。

一方、第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 1 ブレーキ B 1 の締結により、第 3 キャリア PC3 がケースに固定されるため、第 3 リングギヤ R3 からの出力回転に対し、第 3 サンギヤ S3 の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第 3 サンギヤ S3 の回転は、第 1 連結メンバ M 1 を介し、第 2 遊星歯車組 G 2 の

第 2 サンギヤ S2 に伝達される。

【 0 0 5 6 】

よって、第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R2 から正方向の減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S2 から逆方向の減速回転が入力されることになり、第 2 リングギヤ R2 からの減速回転をさらに減速した回転が、第 2 キャリア PC2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 1 速は、図 3 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R2 への入力回転とする第 1 クラッチ C 1 の締結点と、第 3 キャリア PC3 の回転を停止する第 1 ブレーキ B 1 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を減速して出力歯車 2 から出力する。

【 0 0 5 7 】

この第 1 速でのトルク伝達経路は、図 4 (a) に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C 1、第 1 ブレーキ B 1、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1、第 2 遊星歯車組 G 2、および第 3 遊星歯車組 G 3 (第 4 サンギヤ S4 を除く) にトルクが作用することになる。

つまり第 1 速では、第 1 遊星歯車組 G 1 と、イシマル型遊星歯車列を構成する第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 とがトルク伝達に関与する。

【 0 0 5 8 】

(第 2 速)

第 2 速は図 2 に示すように、第 1 速で締結されていた第 1 ブレーキ B 1 を解放し、第 2 ブレーキ B 2 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の締結により得ることができる。

この第 2 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において、第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。

一方、第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 2 ブレーキ B 2 の締結により、第 4 サンギヤ S4 がケースに固定されるため、第 3 ピニオン P3 により連結されている第 3 サンギヤ S3 が固定される。そして、第 1 連結メンバ M 1 を介し第 3 サンギヤ S3 と連結されている第 2 サンギヤ S2 がケースに固定される。

【 0 0 5 9 】

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2から正方向の減速回転が入力され、第2サンギヤS2が固定されることになり、第2リングギヤR2からの減速回転を更に減速した回転が、第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第2速は、図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第4サンギヤS4の回転を停止する第2ブレーキB2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速（但し、第1速よりも高速）として出力歯車2から出力する。

【0060】

この第2速でのトルク伝達経路は図4（b）に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3,S4の回りを、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

【0061】

（第3速）

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2,S2と一体に回転する第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転（第1遊星歯車組G1の減速回転に同じ）が出力される。

【 0 0 6 2 】

すなわち第 3 速は図 3 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R2 への入力回転とする第 1 クラッチ C 1 の締結点と、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 サンギヤ S2 への入力回転とする第 2 クラッチ C 2 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を減速（＝第 1 遊星歯車組 G 1 の減速比）して出力歯車 2 から出力する。

この第 3 速でのトルク伝達経路は図 4（c）に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C 1、第 2 クラッチ C 2、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1 および第 2 遊星歯車組 G 2 とにトルクが作用することになる。すなわち、第 3 遊星歯車組 G 3 はトルク伝達に何ら関与しない。

【 0 0 6 3 】

（第 4 速）

第 4 速は図 2 に示すように、3 速で締結されていた第 2 クラッチ C 2 を解放し、第 3 クラッチ C 3 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C 1 および第 3 クラッチ C 3 の締結により得られる。

この第 4 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。

一方第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 3 クラッチ C 3 の締結により、入力軸 1 からの入力回転がセンターメンバ CM を介して第 3 キャリア PC3 に入力される。このため、第 3 サンギヤ S3 の回転は、第 3 リングギヤ R3 の出力回転よりも増速され、この第 3 サンギヤ S3 の増速回転は、第 1 連結メンバ M 1 を介して第 2 サンギヤ S2 に伝達される。

【 0 0 6 4 】

よって第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R2 から減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S2 から増速回転が入力されることになり、第 2 リングギヤ R2 からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第 2 キャリア PC2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 4 速は、図 3 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R2 への入力回転とする第 1 クラッチ C 1 の締結点と、第

3 キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を僅かに減速して出力歯車2から出力する。

この第4速でのトルク伝達経路は図5(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)とにトルクが作用することになる。

【0065】

(第5速)

第5速は図2に示すように、4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

【0066】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第5速は、図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を僅かに増速して出力歯車2から出力する。

この第5速でのトルク伝達経路は図5(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3(第4サンギヤS4を除く)にトルクが

作用することになる。

【 0 0 6 7 】

(第 6 速)

第 6 速は図 2 に示すように、第 5 速で締結されていた第 2 クラッチ C 2 を解放し、第 2 ブレーキ B 2 を締結する掛け替えにより、従って第 3 クラッチ C 3 および第 2 ブレーキ B 2 の締結により得られる。

この第 6 速では第 3 クラッチ C 3 の締結により、入力軸 1 からの入力回転が第 3 遊星歯車組 G 3 のセンターメンバ CM を介して第 3 キャリア PC3 に入力される。また第 2 ブレーキ B 2 の締結により、第 3 遊星歯車組 G 3 の第 4 サンギヤ S4 がケースに固定される。

【 0 0 6 8 】

よって第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 3 キャリア PC3 に入力回転が入力され、第 4 サンギヤ S4 がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第 3 リングギヤ R3 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 6 速は、図 3 の共線図に示すように、第 3 キャリア PC3 の回転を入力回転とする第 3 クラッチ C 3 の締結点と、第 4 サンギヤ S4 をケースに固定とする第 2 ブレーキ B 2 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を増速して出力歯車 2 から出力する。

この第 6 速でのトルク伝達経路は図 5 (c) に示す通りであり、太線で示す第 3 クラッチ C 3、第 2 ブレーキ B 2、および各メンバと、ハッチングで示す第 3 遊星歯車組 G 3 (但し、第 3 サンギヤ S3 を除く) とにトルクが作用することになる。

【 0 0 6 9 】

(後退)

後退の変速段は図 2 に示すように、第 2 クラッチ C 2 と第 1 ブレーキ B 1 を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第 2 クラッチ C 2 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 サンギヤ S2 および第 1 連結メンバ M 1 を介して第 3 サンギヤ

S3に入力される。一方第1ブレーキB1の締結により、第3キャリアPC3がケースに固定される。

よって第3遊星歯車組G3においては、第3サンギヤS3に正方向の減速回転が入力され、第3キャリアPC3がケースに固定となり、第3リングギヤR3からは減速した逆回転が、第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち後退変速段は図3の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を停止する第1ブレーキB1の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を逆方向に減速して出力歯車2から出力する。

【0070】

この後退変速段でのトルク伝達経路は図6に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（但し、第4サンギヤS4を除く）とにトルクが作用することになる。

【0071】

〔従来技術からの優位点〕

本実施の形態になる歯車変速装置の基本的な考え方は、3つのクラッチと2つのブレーキにより前進6速を成立させると共に、減速用遊星歯車組およびシンプソン型遊星歯車列の組み合わせを基本としながらも、シンプソン型遊星歯車列の前記問題点（3）、（4）を解消し、更に、減速用遊星歯車組およびラビニョオ型複合遊星歯車列の組み合わせになる歯車変速装置を用いた場合に不可避な新たな問題を生ずることなく当該問題解決を実現した歯車変速装置を提供しようとするものである。

【0072】

以下、シンプソン型遊星歯車列やラビニョオ型複合遊星歯車列を採用した歯車変速装置と対比しながら、本実施の形態になる歯車変速装置の優位性を詳述する。

* シンプソン型遊星歯車列の特徴

(イ) シンプソン型遊星歯車列では、最大トルクが作用する第 1 速でのトルク伝達の流れが図 8 (a) に示すように、全メンバを介して分担するので、強度的に有利である。

(ロ) シンプソン型遊星歯車列はリングギヤ入力であるため、サンギヤ入力に比較して、接線力が半分程度になり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利である。すなわち図 9 に示すように、遊星歯車組に同じトルクが入力した場合、リングギヤ入力 f はサンギヤ入力 F に比較して接線力が $1/2 \sim 1/2.5$ に減少する。

(ハ) オーバードライブ (O/D) の変速段を得るには、シンプソン型遊星歯車列へのキャリア入力が必要であるが、入力軸と出力軸とを同軸に設けると、シングルピニオン型の遊星歯車組では、図 10 (a) に示すように回転メンバが 3 メンバに限られるため、図 10 (b) に破線で示すようなキャリアへの入力経路が不成立となる。

よって、オーバードライブ (O/D) 変速段の実現用にキャリアへの入力経路を成立させるためには、入力軸と出力軸とを異なる軸線上に配置するいわゆる平行軸配置が必要となり、その結果、自動変速機の径方向における大型化を招くという問題点を有する。

【 0 0 7 3 】

* ラビニョオ型複合遊星歯車列の問題点

上記 (ハ) の問題を解消するため、シンプソン型遊星歯車列に代えてラビニョオ型複合遊星歯車列を採用した歯車変速装置にすると、入力軸と出力軸との同軸配置が可能になるものの、下記に列挙する問題点を有する。

(ホ) 歯車列の最大トルク (第 1 速でのトルク) を図 8 (b) に示すように、ラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組で受け持つので、強度的に不利である。

(ヘ) 減速用遊星歯車組としての一組のシングルピニオン型遊星歯車組で増大したトルクを図 7 に示すように、ラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤへ入力するため、上記 (ロ) の理由により、リングギヤ入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利である。

(ト) 第 1 速選択時におけるラビニョオ型複合遊星歯車列の強度（歯車強度や歯車寿命）の確保やキャリア剛性等の向上が要求されることで、ラビニョオ型複合遊星歯車列を大型化する必要があり、この結果自動変速機の大型化を招く。

(チ) 第 2 速で図 7 に示すように、ラビニョオ型複合遊星歯車列にてトルク循環が発生し、トルク循環が発生する第 2 速では伝達効率の低下により燃費が悪化する。

ここでトルク循環とは、図 7 に示すように第 3 リングギヤ R3 から出力トルク (2,362) と循環トルク (1.77) とが分岐して発生し、このうち循環トルクは、第 2 速の選択中に第 3 リングギヤ R3 と第 2 ピニオン P2 とを内部循環する。

【 0 0 7 4 】

＊ 本実施の形態になる遊星歯車列の特徴

本実施の形態において採用したシングルピニオン型遊星歯車組 G2 とダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 との組み合わせになるイシマル型遊星歯車列の特徴は以下の通りである。

(a) オーバードライブ (O/D) 変速段を得るにはキャリア入力が必要であるが、イシマル型遊星歯車列ではキャリア入力を達成しながら、ラビニョオ型複合遊星歯車列と同様に入力部と出力部とを同軸に配置することができる。

すなわち図 10 (c) に示すように、イシマル型遊星歯車列を構成するダブルサンギヤ型遊星歯車組は、(サンギヤから 2 つのメンバ) + (リングギヤから 1 つのメンバ) + (キャリアから軸方向と径方向に 2 つのメンバ) = 5 つのメンバというように、メンバ数が多くなり、特に、センターメンバにより 2 つのサンギヤの間から径方向に入力が取れることで、オーバードライブを含む高変速段（上記実施形態では第 4 速～第 6 速）を実現するキャリア入力が可能となる。

(b) 歯車列の最大トルク（第 1 速での伝達トルク）を図 4 (a) に示すように、イシマル型遊星歯車列を成す第 2 遊星歯車組 G 2 およびと第 3 遊星歯車組 G 3 の両方で受け持ち、第 1 速でのトルクが全メンバを介して分担され得るため強度的に有利である。

(c) 減速用遊星歯車組としての一組の第 1 遊星歯車組 G 1 で増大したトルクを、例えば、伝達トルクが大きい第 1 速と第 2 速において、図 4 (a) と図 4 (b

）に示すように、イシマル型遊星歯車列の第2リングギヤR2から入力するため、サンギヤ入力であるラビニョオ型複合遊星歯車列に比較して接線力が小さくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利（小型化可能）である。

(d)ラビニョオ型複合遊星歯車列に比べ、イシマル型遊星歯車列は、強度的に有利で、かつ、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で有利であると共に、ラビニョオ型複合遊星歯車列と同様に、入力部と出力部とを同軸配置にすることができるため、歯車変速装置がコンパクトとなり、自動変速機の小型化を達成することができる。

(e)イシマル型遊星歯車列の第2速では、図4（b）に示すように、トルク循環の発生が無く、トルク循環が発生するラビニョオ型複合遊星歯車列の2速に比べて伝達効率が向上し、燃費が向上する。

すなわち図11に、一般的に適用可能なギヤ比 α （＝サンギヤ歯数／リングギヤ歯数）の範囲（ $\alpha = 0.35 \sim 0.65$ ）で、且つ、好ましいといわれている条件、つまり高速段になるほど段間比が小さいという条件を考慮した場合のラビニョオ型複合遊星歯車列とイシマル型遊星歯車列の対比を示すが、第2速での伝達効率をみると、ラビニョオ型複合遊星歯車列の伝達効率が0.950または0.952であるのに対し、イシマル型遊星歯車列の伝達効率は、第1遊星歯車組G1がシングルピニオン型の場合は0.972、ダブルピニオン型の場合0.968である。

(f)ラビニョオ型複合遊星歯車列は、ギヤ比 α の設定に際しリングギヤ歯数が一定であるという規制があるため、一般的に適用可能なギヤ比範囲（ $\alpha = 0.35 \sim 0.65$ ）で、且つ、好ましいといわれている高速段になるほど段間比が小さいという条件を考慮した場合、適用できる変速比幅であるレシオカバレッジ（＝1速ギヤ比／6速ギヤ比）は、図11に示すように、最小4.81～最大7.20である。

これに対し、二組の遊星歯車組G2，G3のギヤ比 α_2, α_3 を互いに独立に設定できるイシマル型遊星歯車列は、ラビニョオ型複合遊星歯車列に比べ、適用できるレシオカバレッジが、図11に示すように、第1遊星歯車組G1がシングルピニオン型の場合は最小4.81～最大7.80、ダブルピニオン型の場合は最小5.08～最大9.02へと拡大し、例えば、図2の数値（なお、最上段の数値5.5～7.0はレシオカバレッジ）に示すように、ギヤ比の選択自由度を高めることができる。

【 0 0 7 5 】

以上説明ところから明らかなように本実施の形態になる歯車変速装置にあっては、下記に列挙する効果を得ることができる。

(A) 動力源（エンジン）からの回転を入力される入力部Input（入力軸 1）と、この入力部に同軸に配置された出力部Output（出力歯車 2）と、これら入出力部間に多数の伝動経路を提供可能な 3 個の遊星歯車組G1,G2,G3と、これら 3 個の遊星歯車組が該伝動経路のうちの 1 つを選択して対応変速比で入力部からの回転を変速し、出力部へ出力し得るようになすための選択的に断接可能な 3 つのクラッチC1,C2,C3および 2 つのブレーキB1,B2とを具え、

これらクラッチおよびブレーキの締結・解放の組み合わせにより少なくとも前進6速・後退1速を選択可能とした自動変速機用歯車変速装置において、

上記 3 個の遊星歯車組G1,G2,G3のうち 1 個の遊星歯車組G1は、入力回転を常時減速して出力する減速用遊星歯車組とするため、常時固定の第1サンギヤS1と、このサンギヤに噛み合う第1ピニオンP1と、該ピニオンに噛み合う第1リングギヤR1と、該ピニオンを回転自在に支持する第1キャリアPC1とで構成し、

残りの 2 個の遊星歯車組のうち一方の遊星歯車組G2は、第 2 サンギヤと、このサンギヤに噛み合う第 2 ピニオンP2と、該ピニオンに噛み合う第 2 リングギヤR2と、該ピニオンを回転自在に支持する第 2 キャリアPC2とより成るシングルピニオン型遊星歯車組とし、

他方の遊星歯車組G3は、2 個の第3および第4 サンギヤS3,S4と、これらサンギヤに噛み合う共通な第3ピニオンP3と、該ピニオンに噛み合う 1 個の第3リングギヤR3と、該ピニオンを回転自在に支持する第3キャリアPC3とで構成すると共に、このキャリアに結合されて第3および第4 サンギヤS3,S4間より径方向内方に延在するセンターメンバCMを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、

これら3個の遊星歯車組を、入力部Input（入力軸 1）の側から減速用遊星歯車組G1、シングルピニオン型遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の順に配置し、

入力部Input（入力軸 1）を第1リングギヤR1に結合すると共に第3クラッチC3により上記センターメンバCMに結合可能とし、

第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を第1連結メンバM1により相互に結合すると共に第2クラッチC2により第1キャリアPC1に結合可能とし、

第2キャリアPC2および第3リングギヤR3を第2連結メンバM2により相互に結合すると共に前記出力部Output（出力歯車2）に結合し、

第1キャリアPC1および第2リングギヤR1間を第1クラッチC1により結合可能とし、

第3キャリアC3を第1ブレーキB1により、また第4サンギヤS4を第2ブレーキB2により固定可能としたため、下記に列挙する効果を有する。

(i) 上記2個の遊星歯車組G2，G3により変速用遊星歯車組をイシマル型歯車列として構成したため、前記した理由により変速用遊星歯車組の歯車強度や歯車寿命等の強度的有利性が得られる。

(ii) 第2速でのトルク循環を無くすことで燃費の向上が図られる。

(iii) 入力軸1と出力歯車2とを同軸配置にして変速機の径方向寸法を減ずることができる。

(iv) 変速用遊星歯車組をイシマル型歯車列として構成したため、前記した理由により強度要求を低下させて変速用遊星歯車組の小型化が可能となり、上記した入力軸1および出力歯車2の同軸配置と相まって自動変速機のコンパクト化が可能となる。

(v) ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べて、前記した理由によりギヤ比の選択自由度を高めることができる。

(vi) 1個の遊星歯車組G1を、サンギヤS1の固定により入力回転を常時減速する減速用遊星歯車組とし、大径のリングギヤR1を入力要素としたため、減速用遊星歯車組の小型化を達成でき、これによっても自動変速機のコンパクト化が可能である。

【0076】

(B) 個々の作用効果について更に付言するに、本実施の形態になる歯車変速装置は、減速用遊星歯車組G1と、シングルピニオン型遊星歯車組G2と、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3との組み合わせに成るから、最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組G1からのトルク伝達の流れがシングルピニオン型遊星歯車組G2お

よびダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、減速用遊星歯車組G1からトルクを入力される回転メンバがシングルピニオン型遊星歯車組G2およびダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のサンギヤになることがなく、リングギヤ入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

つまり、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合の前記（１），（２）の利点を維持することができる。

【 0 0 7 7 】

（C）更に本実施の形態になる歯車変速装置によれば、減速用遊星歯車組G1からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車組を成す２個の遊星歯車組G2,G3のうち、一方の遊星歯車組G3を２個のサンギヤS3,S4が存在するダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、第３キャリアPC3に結合されて第3および第４サンギヤS3,S4間より径方向内方に延在するセンターメンバCMを設けたため、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の第３キャリアPC3とこれに対し回転を入出力するための第３クラッチC3との間を、上記のように第３サンギヤS3および第４サンギヤS4間を経て第３キャリアPC3から径方向内方へ延在するよう設けたセンターメンバCMにより結合することができる。

従って、オーバードライブ変速段を実現するために第3クラッチC3を経て第3キャリアPC3に入力回転を伝達する必要がある場合においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の第３および第４サンギヤS3,S4間における上記センターメンバCMを経て当該入力回転の第3キャリアPC3への伝達が可能であり、入出力部１，２を平行軸配置にしなくても、つまり入出力部を同軸配置にしてオーバードライブ（O/D）変速段を実現することができ、シンプソン型遊星歯車組を用いた場合に不可避だった径方向の大型化に関する前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【 0 0 7 8 】

（D）しかも上記の問題解決をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組G3を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の（第１速での）最大

トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、このような弊害を伴うことなく前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【 0 0 7 9 】

（Ｅ）また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の小径のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた本実施の形態の解決策によれば、当該不利益を伴うことなく前記（３），（４）の問題を解消することができる。

【 0 0 8 0 】

（Ｆ）更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、第２速においてラビニョオ型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する第２速で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3を用いた本実施の形態になる歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

（Ｇ）また本実施の形態によれば、減速用遊星歯車組である第１遊星歯車組G1をシングルピニオン型遊星歯車組としたため、ギヤノイズや部分点数を低減できると共に伝達効率が向上し、燃費の向上につながる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3を用いた本実施の形態になる歯車変速装置によれば更に加えて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に較べて前記したとおりギヤ比の選択自由度を高めることができる。

【 0 0 8 1 】

図１２は、上記した歯車変速装置の実態構成図で、以下、これを基に上記した歯車変速装置の実態構成を詳述するに、図１２では歯車変速装置を、図１，４～６のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース３内に、入力軸１および中間軸４を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸１および中間軸４を変速機ケース３に対し個々に回転自在に支持する。

入力軸 1 に近い変速機ケース 3 の前端開口を、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸 1 を貫通して軸承すると共に入力軸 1 の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介して動力源であるエンジン（図示せず）を駆動結合する。

【 0 0 8 2 】

入力軸 1 から遠い中間軸 4 の後端は、変速機ケース 3 の後端における端蓋 7 に回転自在に支持する。

変速機ケース 3 の軸線方向中程に中間壁 8 を設け、この中間壁 8 に出力歯車 2 を回転自在に支持し、中間壁 8 の中心孔に中空軸 9 を介して入力軸 1 および中間軸 4 の突合せ嵌合部を回転自在に支持する。

【 0 0 8 3 】

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースと、中間壁 8 との間に画成された前部空所内に、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C3 を配置する。

第 1 遊星歯車組 G1 は、サンギヤ S1 をポンプカバー 6 に固設して常時回転不能とし、リングギヤ R1 を入力軸 1 から径方向外方へ延在するフランジ 10 に結合する。

入力軸 1 に近い中間軸 4 の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤ R1 を包囲するようクラッチドラム 11 を設け、該クラッチドラム 11 の内周およびリングギヤ R1 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 12 を設け、これらで第 3 クラッチ C3 を構成する。

なお第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 13 は、第 1 遊星歯車組 G1 と対面するクラッチドラム 11 の端壁に嵌合し、ポンプカバー 6 および入力軸 1 並びに中間軸 4 に穿った油路 14 からの作動油圧を受けてストロークすることで第 3 クラッチ C3 を締結し得るものとする。

中空軸 9 の前端から径方向外方へ延在し、その後第 3 クラッチ C3 を包囲するようなドラム状となした連結部材 9 a を設け、該連結部材 9 a の前端をキャリア PC1 に結合する。

【 0 0 8 4 】

中間壁 8 および端蓋 7 間に画成された後部空所内には、第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 と、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 と、第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 とを以下のように配置する。

第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 は中間軸 4 上に配置するが、第 2 遊星歯車組 G2 を第 3 遊星歯車組 G3 よりも入力軸 1 に近い側に位置させる。

第 2 遊星歯車組 G2 のサンギヤ S2 および第 3 遊星歯車組 G3 のサンギヤ S3 を第 1 連結メンバ M1 により一体化すると共に中間軸 4 上に回転自在に支持する。

中空軸 9 の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第 2 リングギヤ R2 の外周に至るクラッチドラム 15 を設け、該クラッチドラム 15 の内周およびリングギヤ R2 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 16 を設け、これらで第 1 クラッチ C1 を構成する。

【 0 0 8 5 】

上記のようにして第 2 遊星歯車組 G2 の外周に配置した第 1 クラッチ C1 よりも入力軸 1 に近い側に第 2 クラッチ C2 を配置するため、第 2 サンギヤ S2 の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ 17 を固設し、該クラッチハブ 17 の外周とクラッチドラム 15 の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 18 を設け、これらで第 2 クラッチ C2 を構成する。

なお、第 1 クラッチ C1 のクラッチピストン 19 および第 2 クラッチ C2 のクラッチピストン 20 は、クラッチピストン 19 の内側でクラッチピストン 20 が摺動するダブルピストンとして第 1 クラッチ C1 から遠い第 2 クラッチ C2 の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン 20 を第 2 遊星歯車組 G2 と対面するクラッチドラム 15 の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン 19, 20 は、中間壁 8 および中空軸 9 に穿った個々の油路 21 (図では 1 個の油路のみが見えている) からの作動油圧を受けてストロークすることで第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 を個別に締結し得るものとする。

【 0 0 8 6 】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

上記リングギヤR3の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

【0087】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、ピニオンP3の支持を司るサイドメンバSMに結合され、前記したごとくサンギヤS3,S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置においてリングギヤR3の端面に沿うよう径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

【0088】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合し、これらで第1回転メンバを構成する。

ブレーキハブ 2 6 の外周および変速機ケース 3 の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック 2 7 を設け、これにより第 2 ブレーキ B2 を構成し、この第 2 ブレーキ B2 を、ブレーキパック 2 7 の後方において変速機ケース 3 内に嵌合したブレーキピストン 2 8 により適宜締結可能にする。

以上により、第 1 ブレーキ B 1 および第 2 ブレーキ B 2 はそれぞれ、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の外周に配置されると共に、第 2 ブレーキ B 2 よりも第 1 ブレーキ B 1 が入力軸 1（第 1 遊星歯車組 G 1）の近くに配置されるが、これら第 1 ブレーキ B 1 および第 2 ブレーキ B 2 は第 3 遊星歯車組 G 3 よりも第 2 遊星歯車組 G 2 寄りに配置する。

【 0 0 8 9 】

なお、図 1、図 4 ～ 6 のスケルトン図では省略したが、第 1 ブレーキ B 1 を構成するブレーキハブ 2 3 の前端と変速機ケース 3 との間にはワンウェイクラッチ OWC を設け、第 1 ブレーキ B1 の解放状態でこのワンウェイクラッチ OWC による第 3 キャリア PC3 の一方向回転阻止で前進第 1 速状態が得られるようにする。

但しこのワンウェイクラッチ OWC による第 1 速では、エンジンブレーキ時における第 3 キャリア PC3 の逆方向回転をワンウェイクラッチ OWC が許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第 1 ブレーキ B1 を締結して第 3 キャリア PC3 の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース 3 内には別に、入力軸 1 および中間軸 4 と平行なカウンターシャフト 2 9 を回転自在に支持して設け、これにカウンターギヤ 3 0 およびファイナルドライブピニオン 3 1 を一体成形し、カウンターギヤ 3 0 を出力歯車 2 に嚙合させ、ファイナルドライブピニオン 3 1 に図示せざる車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置を嚙合させる。

【 0 0 9 0 】

なお、前記した第 1 回転メンバの他には、第 2 および第 3 サンギヤ S2, S3 と、第 1 連結メンバ M1 と、クラッチハブ 1 7 とで構成される第 2 回転メンバ、第 2 連結メンバ M2 により相互に結合された第 2 キャリア PC2 および第 3 リングギヤ R3 と、筒状連結部材 2 2 とで構成される第 3 回転メンバ、第 3 キャリア PC3 と、センターメンバ CM と、中間軸 4 と、クラッチドラム 1 1 と、アウターメンバ OM と、ブレーキハ

ブ 2 3 とで構成される第 4 回転メンバ、第 2 リングギヤ R2 により構成される第 5 回転メンバが存在する。

【 0 0 9 1 】

以上の実態構成になる図 12 のとき歯車変速装置においては先ず、3 個の遊星歯車組 G1, G2, G3 と、上記第 1 ～ 第 5 回転メンバとの組み合わせになるから、前記した (A) ～ (G) と同様な作用効果が得られる他に、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 およびシングルピニオン型遊星歯車組 G2 に関し、第 2 および第 5 回転メンバの双方に係わる方の遊星歯車組、つまり減速用遊星歯車組 G1 からの減速回転を第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 を経て入力される方のシングルピニオン型遊星歯車組 G2 を他方のダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 よりも減速用遊星歯車組 G1 に近い側に配置したから、

減速用遊星歯車組 G1 で減速した大トルクの回転をシングルピニオン型遊星歯車組 G2 に伝達するクラッチ C1, C2 を含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって、自動変速機の小型化に寄与することができる。

なおこの作用効果は、第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 をシングルピニオン型遊星歯車組 G2 の近傍、とりわけ図 1 2 に示すごとくその外周に配置する場合、更に顕著になると共に、これら両クラッチの作動ピストン 1 9, 2 0 を同図に示すごとくダブルピストン化することができ、その設置スペースを節約して歯車変速装置の一層の小型化が可能になる。

【 0 0 9 2 】

また、3 個の遊星歯車組 G1, G2, G3 を入力軸 1 の側から、減速用遊星歯車組 G1、シングルピニオン型遊星歯車組 G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の順に並置したため、以下の作用効果も得られる。

つまり、入力軸 1 から最も遠い後端に位置することになったダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の外周におけるリングギヤ R3 の軸線方向位置のレイアウト自由度が高く、当該リングギヤを図 12 に示すごとく入力軸 1 寄りに位置させてピニオン P3 に嚙合させることができるため、

また、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア PC3 と、このキャリアを固定

するための第1ブレーキB1（ブレーキハブ23）との間を結合するためのメンバを、ピニオン（P3）軸線方向中程位置において、更に詳しくは、シングルピニオン型遊星歯車組G2の方向へ（前方へ）移動させてピニオンP3に噛み合わせたリングギヤR3の端面に沿うよう、キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとしたため、

これらリングギヤR3およびアウターメンバOMに邪魔されることなくダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図12に示すごとく径方向に絞ることができる。

これがため図12に示す歯車変速装置は、車両のエンジンルームに横置きにして搭載する時、入力軸1から遠い側における端部外周（端蓋7）を、エンジンルーム内に張り出した車体メンバと干渉しないよう小径にし得て、図1および図4～図6につき前記した各種の利点を具えるほかに車載性にも優れたものとなる。

更に、リングギヤR3およびアウターメンバOMの上記配置により第3遊星歯車組G3の後端外周部近傍に生じた大きな空間は、第4サンギヤS4とこれを固定する第2ブレーキB2との間を繋ぐブレーキハブ26の端壁26aを当該空間内へ入り込むよう折曲させることができ、その分、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図12に示すごとく径方向に絞ることができる。

【0093】

また、3つのクラッチC1,C2,C3の図示した配置によれば、これらクラッチC1,C2が入力軸1に近づくような配置となり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞ることができる範囲を広くすることができ、図12の歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性に関する作用効果を更に顕著なものにすることができる。

また第1および第2クラッチC1,C2の上記配置によれば、これらが減速用遊星歯車組G1に接近することとなって、これら第1および第2クラッチC1,C2と減速用遊星歯車組G1との間を連結するメンバ（中空軸9およびクラッチドラム15）の長さを短縮することができ、当該連結メンバの短縮化、小型化、軽量化、単純化を実現することもできる。

更に、第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 の横並び配置によれば、これらの作動ピストン 1 9, 2 0 を前記したごとくダブルピストン化し得るだけでなく、ピストン 1 9, 2 0 のリターンスプリングおよび遠心圧キャンセル室を共用化することにより、部品点数の減少および変速機の小型化、更にはコスト低減を実現することも可能である。

【 0 0 9 4 】

なお第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 を上記配置にしたのに加えて、これらクラッチのクラッチピストン 1 9, 2 0 を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 から遠いシングルピニオン型遊星歯車組 G2 の側に配置したことで、

第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 のピストン 1 9, 2 0 がダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の外周に存在しないこととなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋 7）を径方向に絞って、歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性を向上させるという作用効果を顕著なものにすることができる。

【 0 0 9 5 】

更に、入力軸 1 の回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア PC3 に直接入力するための第 3 クラッチ C3 を減速用遊星歯車組 G1 の外周に配置したことで、

第 3 クラッチ C3 が第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 よりも更に入力軸 1 に近い位置に配置されることとなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋 7）を径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を確実なものにすることができるほか、3 つのクラッチ C1, C2, C3 の作動油路 2 1, 1 4 に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

【 0 0 9 6 】

また上記第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 1 3 をシングルピニオン型遊星歯車組 G2 に近い減速用遊星歯車組 G1 の側に配置したことで、

第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 1 3 が、上記の配置とした第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 のクラッチピストン 1 9, 2 0 と背中合わせの近接配置となり、

これら 3 つのクラッチの作動油路 1 4, 2 1 に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるという上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

【 0 0 9 7 】

なお第 1、第 2 クラッチ C1, C2 の作動油路 2 1 を、減速用遊星歯車組 G1 およびシングルピニオン型遊星歯車組 G2 間において変速機ケース 3 に設けた出力歯車支持壁としての中間壁 8 に形成したため、

変速機ケース 3 の周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）と第 1、第 2 クラッチ C1, C2 との間に延在させるべき作動油路 2 1 を短くすることができると共にこれら作動油路をほぼ同じ長さにしてこれらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるほか、

伝達トルクが大きくて比較的高圧を導く必要のある第 1、第 2 クラッチ C1, C2 の作動油路 2 1 であっても、これを、出力歯車支持壁のため比較的厚肉の中間壁 8 に形成するから、補強用の別スリーブ等を要することなく、作動油路 2 1 を中間壁 8 に直接形成することができて部品点数の増大やコスト高を招く虞がない。

【 0 0 9 8 】

ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア PC3 およびサンギヤ S4 を固定するための第 1 および第 2 ブレーキ B1, B2 と、これらにより固定すべきキャリア PC3 およびサンギヤ S4 との間を、減速用遊星歯車組 G1 からダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の側より取り出した連結部材 OM, 2 6 a により結合するのが、前記したクラッチ C1, C2 の配置との関連においてブレーキ力伝達経路をシンプルで短いものにし、ブレーキ効率を高めると共に歯車変速装置を小型にする上において好ましい。

【 0 0 9 9 】

また第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 は図示のごとく、第 1 および第 2 クラッチの外周に配置するのがよく、この場合、上記連結部材 OM, 2 6 a を減速用遊星歯車組 G1 から最も遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の後ろ側に配置することができ、該連結部材 OM, 2 6 a の設置スペースの確保が容易であるほか以下に作用効果が得られる。

つまり、ブレーキは変速ケース 3 の内周に沿うよう設ける必要があって大径になるものの、第1ブレーキおよび第2ブレーキB1,B2の上記配置によれば、第1および第2クラッチC1,C2が前記したごとく変速機ケース 3 の比較的前方に位置しているため、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2も変速機ケース 3 の比較的前方に位置することとなり、変速機ケース 3 の後端部を小径にして歯車変速装置をエンジンルーム内に横置きする時の車載性を向上させることができるほか、これらブレーキB1,B2の作動油路長をほぼ同等なものにすることができてこれらブレーキに係わる変速の変速応答を均一にし得る。

【 0 1 0 0 】

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3を固定する第 1 ブレーキB1を、シングルピニオン型遊星歯車組G2から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のサンギヤS4を固定する第 2 ブレーキ B 2 よりも減速用遊星歯車組G1に近い側に配置したから、

第 1 ブレーキB1により固定すべきダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3と、第 1 ブレーキB1との間を連結する連結部材OM、および第 2 ブレーキB2により固定すべきシングルピニオン型遊星歯車組G2から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のサンギヤS4と、第 2 ブレーキB2との間を連結する連結部材 2 6 a を、入力軸 1 から遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組 G 3 の側に延在させるに際しこれら連結部材OM, 2 6 a の取り回しが、これらキャリアPC3およびサンギヤS4の位置との関連において容易であると共に、これら連結部材OM, 2 6 a の短縮化によりコスト上および剛性上、並びにスペース効率の点で大いに有利である。

【 0 1 0 1 】

第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の作動油路 2 1 を出力歯車支持用の中間壁 8 に形成し、第 3 クラッチ C 3 の作動油路 1 4 をポンプカバー 6 に形成したから、これら作動油路の全てが、コントロールバルブボディーからの作動油圧を通しやすい変速機ケース 3 の前部に集中して変速制御回路の無駄を省くことができる。

【 0 1 0 2 】

(第2の実施形態)

図13は、本発明の他の実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を示し、図1におけると同様の部分を同一符号にて示す。

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置（減速ダブルピニオンタイプという）も、図13の入力部Input（入力軸1）に近い左端部より順次、減速装置としての第1遊星歯車組G1、シングルピニオン型の第2遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型の第3遊星歯車組G3を同軸に配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3は、図1につき前述した同様なものでこれらにより前記したイシマル型遊星歯車列（変速用遊星歯車組）を構成する。

しかし、減速用遊星歯車組である第1遊星歯車組G1は、図1につき前述したシングルピニオン型のものに代えて、第1サンギヤS1と、第1リングギヤR1と、これらギヤS1、R1にそれぞれが噛合すると共に相互に噛み合う2個の第1ピニオンP1a、P1bを回転自在に支持した第1キャリアPC1とを有したダブルピニオン型遊星歯車組とする。

【0103】

これがため本実施の形態においては、入力軸1を第1キャリアPC1に結合してこれにエンジン回転を入力するようになり、第1サンギヤS1を変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1リングギヤR1を第1クラッチC1により第2リングギヤR2に適宜結合可能とするほか、第2クラッチC2により第2サンギヤS2に適宜結合可能とする。

それ以外は、図1につき前述した同様なものであるから、同一符号を付して図示するにとどめ、重複説明を避けた。

【0104】

上記の構成とした本実施の形態になる歯車変速装置も、クラッチC1、C2、C3およびブレーキB1、B2を図2に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第1速～第6速、および後退）を選択することができ。

以下に、上記歯車変速装置の変速作用を図2および図14～図17に基づいて

説明する。

図 1 4 は、該歯車変速装置における回転メンバの変速段ごとの回転状態を示す共線図、図 1 5 ～図 1 7 は該歯車変速装置の各変速段でのトルク伝達経路を示す説明図である。

図 1 4 において、最も太い線は第 1 遊星歯車組 G 1 の共線図、次に太い線は第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 よりなる変速用遊星歯車組（イシマル型遊星歯車列）の共線図である。

図 1 5 ～図 1 7 においては、クラッチ・ブレーキ・メンバのトルク伝達経路を太線で示し、トルク伝達を行うギヤにハッチングを付して示した。

【 0 1 0 5 】

（第 1 速）

前進第 1 速は図 2 に示すように、第 1 クラッチ C 1 と第 1 ブレーキ B 1 の締結により得られる。

この第 1 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において、第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R 2 に入力される。

一方、第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 1 ブレーキ B 1 の締結により、第 3 キャリア PC 3 がケースに固定されるため、第 3 リングギヤ R 3 からの出力回転に対し、第 3 サンギヤ S 3 の回転は、回転方向が逆方向の減速回転となる。そして、この第 3 サンギヤ S 3 の回転は、第 1 連結メンバ M 1 を介し、第 2 遊星歯車組 G 2 の第 2 サンギヤ S 2 に伝達される。

【 0 1 0 6 】

よって、第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R 2 から正方向の減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S 2 から逆方向の減速回転が入力されることになり、第 2 リングギヤ R 2 からの減速回転をさらに減速した回転が、第 2 キャリア PC 2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 1 速は、図 1 4 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R 2 への入力回転とする第 1 クラッチ C 1 の締結点と、第 3 キャリア PC 3 の回転を停止する第 1 ブレーキ B 1 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を減速して出力歯車 2 から出力する。

【 0 1 0 7 】

この第 1 速でのトルク伝達経路は、図 1 5 (a) に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C 1、第 1 ブレーキ B 1、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1、第 2 遊星歯車組 G 2、および第 3 遊星歯車組 G 3 (第 4 サンギヤ S4を除く) にトルクが作用することになる。

つまり第 1 速では、第 1 遊星歯車組 G 1 と、イシマル型遊星歯車列を構成する第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 とがトルク伝達に関与する。

【 0 1 0 8 】

(第 2 速)

第 2 速は図 2 に示すように、第 1 速で締結されていた第 1 ブレーキ B 1 を解放し、第 2 ブレーキ B 2 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C 1 および第 2 ブレーキ B 2 の締結により得ることができる。

この第 2 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において、第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。

一方、第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 2 ブレーキ B 2 の締結により、第 4 サンギヤ S4 がケースに固定されるため、第 3 ピニオン P3 により連結されている第 3 サンギヤ S3 が固定される。そして、第 1 連結メンバ M 1 を介し第 3 サンギヤ S3 と連結されている第 2 サンギヤ S2 がケースに固定される。

【 0 1 0 9 】

よって第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R2 から正方向の減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S2 が固定されることになり、第 2 リングギヤ R2 からの減速回転を更に減速した回転が、第 2 キャリア PC2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 2 速は、図 1 4 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R2 への入力回転とする第 1 クラッチ C 1 の締結点と、第 4 サンギヤ S4 の回転を停止する第 2 ブレーキ B 2 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を減速 (但し、第 1 速よりも高速) として出力歯車 2 から出力する。

【 0 1 1 0 】

この第2速でのトルク伝達経路は図15(b)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。

なお、第3遊星歯車組G3については、固定である両サンギヤS3,S4の回りを、非拘束の第3ピニオンP3が第3リングギヤR3の出力回転に伴って公転するだけであり、回転メンバとして機能してもトルク伝達には関与しない。

【0111】

(第3速)

第3速は図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第1クラッチC1および第2クラッチC2の締結により得ることができる。

この第3速では第2遊星歯車組G2において、第1クラッチC1の締結により第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2リングギヤR2に入力される。同時に、第2クラッチC2の締結により、この減速回転が第2遊星歯車組G2の第2サンギヤS2に入力される。

よって第2遊星歯車組G2においては、第2リングギヤR2と第2サンギヤS2とから同一の減速回転が入力されることで、両ギヤR2,S2と一体に回転する第2キャリアPC2から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ減速回転(第1遊星歯車組G1の減速回転に同じ)が出力される。

【0112】

すなわち第3速は図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2リングギヤR2への入力回転とする第1クラッチC1の締結点と、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第2サンギヤS2への入力回転とする第2クラッチC2の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を減速(=第1遊星歯車組G1の減速比)して出力歯車2から出力する。

この第3速でのトルク伝達経路は図15(c)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2とにトルクが作用することになる。すなわち、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

【 0 1 1 3 】

(第 4 速)

第 4 速は図 2 に示すように、3 速で締結されていた第 2 クラッチ C 2 を解放し、第 3 クラッチ C 3 を締結する掛け替えにより、従って第 1 クラッチ C 1 および第 3 クラッチ C 3 の締結により得られる。

この第 4 速では、第 2 遊星歯車組 G 2 において第 1 クラッチ C 1 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 リングギヤ R2 に入力される。

一方第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 3 クラッチ C 3 の締結により、入力軸 1 からの入力回転がセンターメンバ CM を介して第 3 キャリア PC3 に入力される。このため、第 3 サンギヤ S3 の回転は、第 3 リングギヤ R3 の出力回転よりも増速され、この第 3 サンギヤ S3 の増速回転は、第 1 連結メンバ M 1 を介して第 2 サンギヤ S2 に伝達される。

【 0 1 1 4 】

よって第 2 遊星歯車組 G 2 においては、第 2 リングギヤ R2 から減速回転が入力され、第 2 サンギヤ S2 から増速回転が入力されることになり、第 2 リングギヤ R2 からの減速回転を増速した回転（但し、入力回転よりも低回転）が、第 2 キャリア PC2 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 4 速は、図 1 4 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 2 リングギヤ R2 への入力回転とする第 1 クラッチ C 1 の締結点と、第 3 キャリア PC3 の回転を入力回転とする第 3 クラッチ C 3 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を僅かに減速して出力歯車 2 から出力する。

この第 4 速でのトルク伝達経路は図 1 6 (a) に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C 1、第 3 クラッチ C 3、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1、第 2 遊星歯車組 G 2、および第 3 遊星歯車組 G 3（第 4 サンギヤ S4 を除く）とにトルクが作用することになる。

【 0 1 1 5 】

(第 5 速)

第 5 速は図 2 に示すように、4 速で締結されていた第 1 クラッチ C 1 を解放し

、第2クラッチC2を締結する掛け替えにより、従って第2クラッチC2および第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速では第2クラッチC2の締結により、第1遊星歯車組G1からの減速回転が第2サンギヤS2および第1連結メンバM1を介して第3サンギヤS3に入力される。同時に、第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転がセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。

【0116】

よって第3遊星歯車組G3においては、第3キャリアPC3に入力回転が入力され、第3サンギヤS3に第1遊星歯車組G1からの減速回転が入力されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第3リングギヤR3から第2連結メンバM2を経由して出力歯車2へ出力される。

すなわち第5速は、図14の共線図に示すように、第1遊星歯車組G1からの減速回転を第3サンギヤS3への入力回転とする第2クラッチC2の締結点と、第3キャリアPC3の回転を入力回転とする第3クラッチC3の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸1から入力された回転を僅かに増速して出力歯車2から出力する。

この第5速でのトルク伝達経路は図16(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3（第4サンギヤS4を除く）にトルクが作用することになる。

【0117】

（第6速）

第6速は図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替えにより、従って第3クラッチC3および第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速では第3クラッチC3の締結により、入力軸1からの入力回転が第3遊星歯車組G3のセンターメンバCMを介して第3キャリアPC3に入力される。また第2ブレーキB2の締結により、第3遊星歯車組G3の第4サンギヤS4がケースに固定される。

【 0 1 1 8 】

よって第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 3 キャリア PC3 に入力回転が入力され、第 4 サンギヤ S4 がケースに固定されることになり、入力回転よりも増速した回転が、第 3 リングギヤ R3 から第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち第 6 速は、図 1 4 の共線図に示すように、第 3 キャリア PC3 の回転を入力回転とする第 3 クラッチ C 3 の締結点と、第 4 サンギヤ S4 をケースに固定とする第 2 ブレーキ B 2 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を増速して出力歯車 2 から出力する。

この第 6 速でのトルク伝達経路は図 1 6 (c) に示す通りであり、太線で示す第 3 クラッチ C 3、第 2 ブレーキ B 2、および各メンバと、ハッチングで示す第 3 遊星歯車組 G 3 (但し、第 3 サンギヤ S3 を除く) とにトルクが作用することになる。

【 0 1 1 9 】

(後退)

後退の変速段は図 2 に示すように、第 2 クラッチ C 2 と第 1 ブレーキ B 1 を締結することにより得られる。

この後退変速段では、第 2 クラッチ C 2 の締結により、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転が第 2 サンギヤ S2 および第 1 連結メンバ M 1 を介して第 3 サンギヤ S3 に入力される。一方第 1 ブレーキ B 1 の締結により、第 3 キャリア PC3 がケースに固定される。

よって第 3 遊星歯車組 G 3 においては、第 3 サンギヤ S3 に正方向の減速回転が入力され、第 3 キャリア PC3 がケースに固定となり、第 3 リングギヤ R3 からは減速した逆回転が、第 2 連結メンバ M 2 を経由して出力歯車 2 へ出力される。

すなわち後退変速段は図 1 4 の共線図に示すように、第 1 遊星歯車組 G 1 からの減速回転を第 3 サンギヤ S3 への入力回転とする第 2 クラッチ C 2 の締結点と、第 3 キャリア PC3 の回転を停止する第 1 ブレーキ B 1 の締結点とを結ぶ線にて規定され、入力軸 1 から入力された回転を逆方向に減速して出力歯車 2 から出力する。

この後退変速段でのトルク伝達経路は図 1 7 に示す通りであり、太線で示す第 2 クラッチ C 2、第 1 ブレーキ B 1、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1 および第 3 遊星歯車組 G 3（但し、第 4 サンギヤ S4を除く）とにトルクが作用することになる。

【 0 1 2 0 】

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置は、図 1～図 6 に示す実施の形態におけると同様に前記した作用効果を奏し得るほか、以下の作用効果をも得ることができる。

（H）減速用遊星歯車組である第 1 遊星歯車組 G 1 を、ダブルピニオン型遊星歯車組としたため、レイアウトの自由度を高めることができる。

すなわち、出力部 Output を上記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 およびシングルピニオン型遊星歯車組 G2 間に配置した出力歯車 2 とする以外に、入力軸 1 とは反対側に同軸配置した出力軸とすることが可能であり、フロントエンジン・フロントドライブ車（F F 車）の自動変速機に適しているレイアウト以外に、フロントエンジン・リヤドライブ車（F R 車）の自動変速機に適しているレイアウトをも採用することができる。

（I）減速用遊星歯車組を常時固定の第 1 サンギヤ S1 と、このサンギヤに噛み合う第 1 ピニオン P1 と、該ピニオンに噛み合う第 1 リングギヤ R1 と、該ピニオンを回転自在に支持する第 1 キャリア PC1 とで構成し、

シングルピニオン型遊星歯車組 G2 を第 2 サンギヤ S2 と、このサンギヤに噛み合う第 2 ピニオン P2 と、該ピニオンに噛み合う第 2 リングギヤ R2 と、該ピニオンを回転自在に支持する第 2 キャリア PC2 とで構成し、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 を 2 個の第 3 および第 4 サンギヤ S3, S4 と、これらサンギヤに噛み合う共通な第 3 ピニオン P3 と、該ピニオンに噛み合う 1 個の第 3 リングギヤ R3 と、該ピニオンを回転自在に支持する第 3 キャリア PC3 とで構成すると共に、このキャリアに結合されて第 3 および第 4 サンギヤ S3, S4 間より径方向内方に延在するセンターメンバ CM を有した構成となし、

これら 3 個の遊星歯車組を、入力部 Input（入力軸 1）の側から減速用遊星歯車組 G1、シングルピニオン型遊星歯車組 G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の順に

配置し、

入力部Input（入力軸1）を第1キャリアPC1に結合すると共に第3クラッチC3により上記センターメンバCMに結合可能とし、

第2サンギヤS2および第3サンギヤS3を第1連結メンバM1により相互に結合すると共に第2クラッチC2により第1リングギヤR1に結合可能とし、

第2キャリアC2および第3リングギヤR3を第2連結メンバM2により相互に結合すると共に出力部Output（出力歯車2）に結合し、

第1リングギヤR1および第2リングギヤR2間を第1クラッチC1により結合可能とし、

第3キャリアR3を第1ブレーキB1により、また第4サンギヤS4を第2ブレーキB2により固定可能としたため、

第1速および第2速において、第2遊星歯車組G2と第3遊星歯車組G3とから成る、イシマル型遊星歯車列に対しリングギヤ入力を達成でき、自動変速機を一層コンパクトにすることができる。

加えて、第2速においてトルク循環が無くなるため、第2速の伝達効率が向上して燃費の向上を図ることができる。

【0121】

図18は、上記した実施の形態になる歯車変速装置の実態構成図で、以下、この実態構成を詳述するに、図18では歯車変速装置を、図13，図15～17のスケルトン図と入出力部が左右逆位置となった状態で示す。

変速機ケース3内に、入力軸1および中間軸4を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸1および中間軸4を変速機ケース3に対し個々に回転自在に支持する。

入力軸1に近い変速機ケース3の前端開口を、ポンプハウジング5およびポンプカバー6よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸1を貫通して軸承すると共に入力軸1の突出端にトルクコンバータT/Cを介して動力源であるエンジンENGを駆動結合する。

【0122】

入力軸1から遠い中間軸4の後端は、変速機ケース3の後端における端蓋7に

回転自在に支持する。

変速機ケース 3 の軸線方向中程に中間壁 8 を設け、この中間壁 8 に出力歯車 2 を回転自在に支持し、中間壁 8 の中心孔に中空軸 9 を介して中間軸 4 の前端を回転自在に支持する。

【 0 1 2 3 】

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースと、中間壁 8 との間に画成された前部空所内に、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第 1 遊星歯車組 G1 を包囲するよう設けて第 3 クラッチ C3 を配置する。

第 1 遊星歯車組 G1 は、サンギヤ S1 をポンプカバー 6 に固設して常時回転不能とし、キャリア PC1 を入力軸 1 から径方向外方へ延在するフランジ 1 0 に結合し、キャリア PC1 の外周にクラッチハブ 3 2 を設ける。

入力軸 1 に近い中間軸 4 の前端から径方向外方へ延在させてリングギヤ R1 およびクラッチハブ 3 2 を包囲するようクラッチドラム 1 1 を設け、該クラッチドラム 1 1 の内周およびクラッチハブ 3 2 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 1 2 を設け、これらで第 3 クラッチ C3 を構成する。

なお第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 1 3 は、第 1 遊星歯車組 G1 と対面するクラッチドラム 1 1 の端壁に嵌合し、ポンプカバー 6 および入力軸 1 並びに中間軸 4 に穿った油路 1 4 からの作動油圧を受けてストロークすることで第 3 クラッチ C3 を締結し得るものとする。

中空軸 9 の前端から径方向外方へ延在し、その後第 3 クラッチ C3 を包囲するようなドラム状となした連結部材 9 a を設け、該連結部材 9 a の前端をリングギヤ R1 に結合する。

【 0 1 2 4 】

中間壁 8 および端蓋 7 間に画成された後部空所内には、第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 と、第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 と、第 1 ブレーキ B1 および第 2 ブレーキ B2 とを以下のように配置する。

第 2 遊星歯車組 G2 および第 3 遊星歯車組 G3 は中間軸 4 上に配置するが、第 2 遊星歯車組 G2 を第 3 遊星歯車組 G3 よりも入力軸 1 に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に中間軸4上に回転自在に支持する。

中空軸9の中ほどから径方向外方へ延在し、その後軸線方向後方へ延在して第2リングギヤR2の外周に至るクラッチドラム15を設け、該クラッチドラム15の内周およびリングギヤR2の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレート16の交互配置になるクラッチパック16を設け、これらで第1クラッチC1を構成する。

【0125】

上記のようにして第2遊星歯車組G2の外周に配置した第1クラッチC1よりも入力軸1に近い側に第2クラッチC2を配置するため、第2サンギヤS2の入力軸寄りの外縁に径方向外方へ延在するクラッチハブ17を固設し、該クラッチハブ17の外周とクラッチドラム15の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレート18の交互配置になるクラッチパック18を設け、これらで第2クラッチC2を構成する。

なお、第1クラッチC1のクラッチピストン19および第2クラッチC2のクラッチピストン20は、クラッチピストン19の内側でクラッチピストン20が摺動するダブルピストンとして第1クラッチC1から遠い第2クラッチC2の側にまとめて配置し、これがためクラッチピストン20を第2遊星歯車組G2と対面するクラッチドラム15の端壁に嵌合する。

これらクラッチピストン19、20は、中間壁8および中空軸9に穿った個々の油路21（図では1個の油路のみが見えている）からの作動油圧を受けてストロークすることで第1クラッチC1および第2クラッチC2を個別に締結し得るものとする。

【0126】

第3遊星歯車組G3は前記したごとくダブルサンギヤ型遊星歯車組とするが、リングギヤR3の歯幅をピニオンP3の歯幅よりも小さくしてリングギヤR3を第2遊星歯車組G2に近い端部においてピニオンP3に噛合するよう位置させ、リングギヤR3を第2遊星歯車組G2のキャリアPC2に第2連結メンバM2で結合する時この連結メンバM2を短くし得るようになる。

上記第2連結メンバM2の外周には、第1クラッチC1および第2クラッチC2のクラッチドラム15を包囲するよう配置した筒状連結メンバ22の一端を結着し、該筒状連結メンバ22の他端を出力歯車2に結着する。

【0127】

そして第3遊星歯車組G3のキャリアPC3に、前記した実施の形態におけると同様、ピニオンP3の支持を司るサイドメンバSMに結合され、サンギヤS3,S4間を経て径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設けると共に、ピニオンP3の軸線方向中程位置において径方向外方へ延在するアウターメンバOMを設ける。

センターメンバCMは中間軸4に駆動結合し、これによりキャリアPC3をセンターメンバCMおよび中間軸4を経て第3クラッチC3のクラッチドラム11に結合する。

アウターメンバOMには、その外周に結合してブレーキハブ23を設け、このブレーキハブ23を筒状連結メンバ22の外周に配置して中間壁8に接近する前方へ延在させる。

ブレーキハブ23の前端における外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック24を設け、これにより第1ブレーキB1を構成し、この第1ブレーキB1を、ブレーキパック24の前方における中間壁8内に嵌合したブレーキピストン25により適宜締結可能にする。

【0128】

ブレーキハブ23の後端に被さるようブレーキハブ26を設け、該ブレーキハブ26の後端壁26aを第3遊星歯車組G3の背後に沿うよう円周方向内方に延在させ、このブレーキハブ後端壁26aの内周を第3遊星歯車組G3のサンギヤS4に結合し、これらで第1回転メンバを構成する。

ブレーキハブ26の外周および変速機ケース3の内周にスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック27を設け、これにより第2ブレーキB2を構成し、この第2ブレーキB2を、ブレーキパック27の後方において変速機ケース3内に嵌合したブレーキピストン28により適宜締結可能にする。

以上により、第1ブレーキB1は第1クラッチC1および第2クラッチC2の外周に

、また第2ブレーキB 2は第3遊星歯車組G3の外周に配置され、第2ブレーキB 2よりも第1ブレーキB 1が入力軸1（第1遊星歯車組G 1）の近くに配置されることとなる。

【0 1 2 9】

なお、図13、図15～17のスケルトン図では省略したが、第1ブレーキB 1を構成するブレーキハブ23の軸線方向中ほどと変速機ケース3との間にはワンウェイクラッチOWCを設け、第1ブレーキB1の解放状態でこのワンウェイクラッチOWCによる第3キャリアPC3の一方向回転阻止で前進第1速状態が得られるようにする。

但しこのワンウェイクラッチOWCによる第1速では、エンジンブレーキ時における第3キャリアPC3の逆方向回転をワンウェイクラッチOWCが許容するためエンジンブレーキが得られず、エンジンブレーキ要求時は第1ブレーキB1を締結して第3キャリアPC3の当該逆方向回転を阻止するようになる。

変速機ケース3内には別に、図12におけるカウンターギヤ30およびファイナルドライブピニオン31を一体成形したカウンターシャフト29と同様なカウンターシャフトを回転自在に支持して設け、これを経て歯車変速装置の出力回転を車両駆動輪間のディファレンシャルギヤ装置に向かわせること勿論である。

【0 1 3 0】

なお、前記した第1回転メンバの他には、第2および第3サンギヤS2,S3と、第1連結メンバM1と、クラッチハブ17とで構成される第2回転メンバ、第2連結メンバM2により相互に結合された第2キャリアPC2および第3リングギヤR3と、筒状連結部材22とで構成される第3回転メンバ、第3キャリアPC3と、センターメンバCMと、中間軸4と、クラッチドラム11と、アウターメンバOMと、ブレーキハブ23とで構成される第4回転メンバ、第2リングギヤR2により構成される第5回転メンバが存在する。

【0 1 3 1】

以上の実態構成になる図18のごとき歯車変速装置においても前述した実施の形態におけると同様、3個の遊星歯車組G1,G2,G3と、上記第1～第5回転メンバとの組み合わせになるから、前記した（A）～（G）と同様な作用効果が得られる

他に、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3およびシングルピニオン型遊星歯車組G2に関し、第2および第5回転メンバの双方に係わる方の遊星歯車組、つまり減速用遊星歯車組G1からの減速回転を第1および第2クラッチC1,C2を経て入力される方のシングルピニオン型遊星歯車組G2を他方のダブルサンギヤ型遊星歯車組G3よりも減速用遊星歯車組G1に近い側に配置したから、

減速用遊星歯車組G1で減速した大トルクの回転をシングルピニオン型遊星歯車組G2に伝達するクラッチC1,C2を含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって、自動変速機の小型化に寄与することができる。

なおこの作用効果は、第1および第2クラッチC1,C2をシングルピニオン型遊星歯車組G2の近傍、とりわけ図18に示すごとくその外周に配置する場合、更に顕著になると共に、これら両クラッチの作動ピストン19, 20を同図に示すごとくダブルピストン化することができ、その設置スペースを節約して歯車変速装置の一層の小型化が可能になる。

【0132】

また、3個の遊星歯車組G1,G2,G3を入力軸1の側から、減速用遊星歯車組G1、シングルピニオン型遊星歯車組G2、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の順に並置したため、以下の作用効果も得られる。

つまり、入力軸1から最も遠い後端に位置することになったダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周におけるリングギヤR3の軸線方向位置のレイアウト自由度が高く、当該リングギヤを図18に示すごとく入力軸1寄りに位置させてピニオンP3に噛合させることができるため、

また、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3と、このキャリアを固定するための第1ブレーキB1（ブレーキハブ23）との間を結合するためのメンバを、ピニオン（P3）軸線方向中程位置において、更に詳しくは、シングルピニオン型遊星歯車組G2の方向へ（前方へ）移動させてピニオンP3に噛合させたリングギヤR3の端面に沿うよう、キャリアPC3から径方向外方へ延在するアウターメンバOMとしたため、

これらリングギヤR3およびアウターメンバOMに邪魔されることなくダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図18に示すごとく径方向に絞ることができる。

これがため図18に示す歯車変速装置は、車両のエンジンルームに横置きにして搭載する時、入力軸1から遠い側における端部外周（端蓋7）を、エンジンルーム内に張り出した車体メンバと干渉しないよう小径にし得て、図1および図4～図6につき前記したと同様な各種の利点のほかに車載性にも優れたものとなる。

更に、リングギヤR3およびアウターメンバOMの上記配置により第3遊星歯車組G3の後端外周部近傍に生じた大きな空間は、第4サンギヤS4とこれを固定する第2ブレーキB2との間を繋ぐブレーキハブ26の端壁26aを当該空間内へ入り込むよう折曲させることができ、その分、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図18に示すごとく径方向に絞ることが確実に可能になる。

この作用効果は、アウターメンバOMを図18に示すごとくリングギヤR3の外周に被さるように折曲し、その後第2連結メンバM2に沿うよう折曲することで更に顕著となり、第2ブレーキB2をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の外周に配置しても尚、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を図18に示すごとく径方向に絞ることが可能となる。

【0133】

また、3つのクラッチC1,C2,C3の図示した配置によれば、これらクラッチC1,C2が入力軸1に近づくような配置となり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋7）を径方向に絞ることができる範囲を広くすることができ、図18の歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性に関する作用効果を更に顕著なものにすることができる。

また第1および第2クラッチC1,C2の上記配置によれば、これらが減速用遊星歯車組G1に接近することとなって、これら第1および第2クラッチC1,C2と減速用遊星歯車組G1との間を連結するメンバ（中空軸9およびクラッチドラム15）の長さを短縮することができ、当該連結メンバの短縮化、小型化、軽量化、単純

化を実現することもできる。

更に、第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 の横並び配置によれば、これらの作動ピストン 1 9, 2 0 を前記したごとくダブルピストン化し得るだけでなく、ピストン 1 9, 2 0 のリターンスプリングおよび遠心圧キャンセル室を共用化することにより、部品点数の減少および変速機の小型化、更にはコスト低減を実現することも可能である。

【 0 1 3 4 】

なお第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 を上記配置にしたのに加えて、これらクラッチのクラッチピストン 1 9, 2 0 を、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 から遠いシングルピニオン型遊星歯車組 G2 の側に配置したことで、

第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 のピストン 1 9, 2 0 がダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の外周に存在しないこととなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋 7）を径方向に絞って、歯車変速装置をエンジンルームに横置きする時の車載性を向上させるという作用効果を顕著なものにすることができる。

【 0 1 3 5 】

更に、入力軸 1 の回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア PC3 に直接入力するための第 3 クラッチ C3 を減速用遊星歯車組 G1 の外周に配置したことで、

第 3 クラッチ C3 が第 1 および第 2 クラッチ C1, C2 よりも更に入力軸 1 に近い位置に配置されることとなり、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の後端外周部近傍における変速機ケース（端蓋 7）を径方向に絞って歯車変速装置の横置車載性を向上させるという前記の作用効果を確実なものにすることができるほか、3 つのクラッチ C1, C2, C3 の作動油路 2 1, 1 4 に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

【 0 1 3 6 】

また上記第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 1 3 をシングルピニオン型遊星歯車組 G2 に近い減速用遊星歯車組 G1 の側に配置したことで、

第 3 クラッチ C3 のクラッチピストン 1 3 が、上記の配置とした第 1 および第 2

クラッチC1,C2のクラッチピストン19, 20と背中合わせの近接配置となり、これら3つのクラッチの作動油路14, 21に関する取り回しが容易になると共に油路長の差が小さくなってこれらクラッチの制御性が向上し、且つ、これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるという上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

【0137】

なお第1、第2クラッチC1,C2の作動油路21を、減速用遊星歯車組G1およびシングルピニオン型遊星歯車組G2間において変速機ケース3に設けた出力歯車支持壁としての中間壁8に形成したため、

変速機ケース3の周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）と第1、第2クラッチC1,C2との間に延在させるべき作動油路21を短くすることができると共にこれら作動油路をほぼ同じ長さにしてこれらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるほか、

伝達トルクが大きくて比較的高圧を導く必要のある第1、第2クラッチC1,C2の作動油路21であっても、これを、出力歯車支持壁のため比較的厚肉の中間壁8に形成するから、補強用の別スリーブ等を要することなく、作動油路21を中間壁8に直接形成することができて部品点数の増大やコスト高を招く虞がない。

【0138】

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3およびサンギヤS4を固定するための第1および第2ブレーキB1,B2と、これらにより固定すべきキャリアPC3およびサンギヤS4との間を、減速用遊星歯車組G1からダブルサンギヤ型遊星歯車組G3の側より取り出した連結部材OM, 26aにより結合するのが、前記したクラッチC1,C2の配置との関連においてブレーキ力伝達経路をシンプルで短いものにし、ブレーキ効率を高めると共に歯車変速装置を小型にする上において好ましい。

【0139】

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のキャリアPC3を固定する第1ブレーキB1を、シングルピニオン型遊星歯車組G2から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組G3のサンギヤS4を固定する第2ブレーキB2よりも減速用遊星歯車組G1に近い側に配置したため、

第 1 ブレーキ B1 により固定すべきダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のキャリア PC3 と、第 1 ブレーキ B1 との間を連結する連結部材 OM、および第 2 ブレーキ B2 により固定すべきシングルピニオン型遊星歯車組 G2 から遠い側におけるダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 のサンギヤ S4 と、第 2 ブレーキ B2 との間を連結する連結部材 26 a を、入力軸 1 から遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組 G3 の側に延在させるに際しこれら連結部材 OM、26 a の取り回しが、これらキャリア PC3 およびサンギヤ S4 の位置との関連において容易であると共に、これら連結部材 OM、26 a の短縮化によりコスト上および剛性上、並びにスペース効率の点で大いに有利である。

【0140】

第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 の作動油路 21 を出力歯車支持用の中間壁 8 に形成し、第 3 クラッチ C3 の作動油路 14 をポンプカバー 6 に形成したから、これら作動油路の全てが、コントロールバルブボディーからの作動油圧を通しやすい変速機ケース 3 の前部に集中して変速制御回路の無駄を省くことができる。

【0141】

(第 3 の実施形態)

図 19 は、本発明の更に他の実施の形態を示し、図 1 におけると同様の部分を同一符号にて示す。

本実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置（減速ダブルピニオンタイプという）は、図 19 の入力部 Input（入力軸 1）に近い左端部より順次、減速装置としての第 1 遊星歯車組 G1、ダブルサンギヤ型の第 2 遊星歯車組 G2、シングルピニオン型の第 3 遊星歯車組 G3 を同軸に配置する。

減速用遊星歯車組である第 1 遊星歯車組 G1 は、図 13 につき前述したダブルピニオン型遊星歯車組 G1 と同様なもので、第 1 サンギヤ S1 と、第 1 リングギヤ R1 と、これらギヤ S1、R1 にそれぞれが噛合すると共に相互に噛み合う 2 個の第 1 ピニオン P1a、P1b を回転自在に支持した第 1 キャリア PC1 とにより構成する。

【0142】

一方で第 2 遊星歯車組 G2 は、入力部 Input（入力軸 1）から遠い側における第

2 サンギヤS2および入力部Input（入力軸1）に近い側における第4サンギヤS4と、これらサンギヤS2,S4の各々に噛み合う共通な第2ピニオンP2と、この第2ピニオンP2を回転自在に支持した第2キャリアPC2と、第2ピニオンP2に噛み合う1個の第2リングギヤR2とを有したダブルサンギヤ型遊星歯車組とする。

また第3遊星歯車組G3は、第3サンギヤS3と、第3リングギヤR3と、これらギヤS3, R3に噛み合う第3ピニオンP3を回転自在に支持した第3キャリアPC3とを有したシングルピニオン型遊星歯車組とする。

なお第2キャリアPC2には、図1および図13における第3キャリアPC3と同様に、第2キャリアPC2に結合されてサンギヤS2, S4の間から径方向内方へ延在するセンターメンバCMを設ける。

ここでセンターメンバCMは、第2ピニオンP2の配列ピッチ円上にあって隣り合う第2ピニオンP2間に存在する空間を貫通するよう径方向内方へ延在させる。

【0143】

入力部Input（入力軸1）1を第1キャリアPC1に結合すると共に、動力源としての図示せざるエンジンに同じく図示しなかったトルクコンバータを経て結合し、エンジン回転が入力軸1から第1キャリアPC1に入力されるようになる。

出力部Outputは出力軸51で構成し、これを入力軸1に同軸に配して、センターメンバCM（第2キャリアPC2）に結合し、出力軸51からの変速機出力回転を、図示せざるファイナルギヤ組およびディファレンシャルギヤ装置を介して車両の駆動輪に伝達するようになる。

第1リングギヤR1は第1クラッチC1により第2リングギヤR2に結合可能にすると共に第2クラッチC2により第4サンギヤS4にも結合可能とする。

第2サンギヤS2は第1連結メンバM1により第3サンギヤS3に結合し、これらサンギヤの結合体を第2ブレーキB2により固定可能とし、第2キャリアPC2および第3リングギヤR3間を第2連結メンバM2により相互に結合する。

減速用遊星歯車組G1における第1サンギヤS1は、変速機ケース3に結合して常時固定とし、第1キャリアPC1は第3クラッチC3により第3キャリアPC3に結合可能とし、第3キャリアPC3を第1ブレーキB1により固定可能とする。

以上により、ダブルサンギヤ型遊星歯車組とした第2遊星歯車組G2およびシン

グルピニオン型遊星歯車組とした第 3 遊星歯車組 G3 とで前記したイシマル型遊星歯車列（変速用遊星歯車組）を構成する。

【 0 1 4 4 】

上記の構成とした歯車変速装置は、クラッチ C 1, C 2, C 3 およびブレーキ B 1, B 2 を図 2 に示す組み合わせにより締結（○印で示す）させたり、開放（無印）させることにより、対応する変速段（前進第 1 速～第 6 速、および後退）を選択することができ、これらクラッチおよびブレーキには、当該変速用の締結論理を実現する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）を接続する。

なお、各変速段ごとの変速状態を示す共線図も図 14 に示すと同じものであるため、その図示を省略した。

【 0 1 4 5 】

以下に上記歯車変速装置の変速作用を、変速段ごとのトルク伝達経路が太線およびハッチングで強調された図 2 0 ～図 2 2 に基づいて説明する。

（第 1 速）

第 1 速は、図 2 に示すように、第 1 クラッチ C 1 と第 1 ブレーキ B 1 の締結により得られ、この第 1 速でのトルク伝達経路は図 2 0 （a）に示す通りである。

この図に太線で示す第 1 クラッチ C 1、第 1 ブレーキ B 1、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1、第 2 遊星歯車組 G 2、および第 3 遊星歯車組 G 3（但し、第 4 サンギヤ S4 を除く）にトルクが作用することになる。

つまり第 1 速では、第 1 遊星歯車組 G 1 と、イシマル型遊星歯車列を構成する第 2 遊星歯車組 G 2 および第 3 遊星歯車組 G 3 とがトルク伝達に関与する。

（第 2 速）

第 2 速は、図 2 に示すように、第 1 速で締結されていた第 1 ブレーキ B 1 を解放し、第 2 ブレーキ B 2 を締結する掛け替え、つまり、第 1 クラッチ C 1 と第 2 ブレーキ B 2 との締結により得られる。

この第 2 速でのトルク伝達経路は、図 2 0 （b）に示す通りであり、太線で示す第 1 クラッチ C 1、第 2 ブレーキ B 2、および各メンバと、ハッチングで示す第 1 遊星歯車組 G 1 および第 2 遊星歯車組 G 2（但し、第 4 サンギヤ S4 を除く）

とにトルクが作用することになる。

【 0 1 4 6 】

(第3速)

第3速は、図2に示すように、第2速で締結されていた第2ブレーキB2を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け替え、つまり、第1クラッチC1と第2クラッチC2との締結により得られる。

この第3速でのトルク伝達経路は、図21(a)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第2クラッチC2、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第2遊星歯車組G2(但し、第2サンギヤS2を除く)とにトルクが作用することになり、第3遊星歯車組G3はトルク伝達に何ら関与しない。

(第4速)

第4速は、図2に示すように、第3速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第3クラッチC3を締結する掛け替え、つまり、第1クラッチC1と第3クラッチC3の締結により得られる。

この第4速でのトルク伝達経路は、図21(b)に示す通りであり、太線で示す第1クラッチC1、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2(但し、第4サンギヤS4を除く)、および第3遊星歯車組G3とにトルクが作用することになる。

【 0 1 4 7 】

(第5速)

第5速は、図2に示すように、第4速で締結されていた第1クラッチC1を解放し、第2クラッチC2を締結する掛け掛け、つまり、第2クラッチC2と第3クラッチC3の締結により得られる。

この第5速でのトルク伝達経路は、図21(c)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第3クラッチC3、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1および第3遊星歯車組G3とにトルクが作用することになり、第2遊星歯車組G2はトルク伝達に何ら関与しない。

(第6速)

第6速は、図2に示すように、第5速で締結されていた第2クラッチC2を解放し、第2ブレーキB2を締結する掛け替え、つまり、第3クラッチC3と第2ブレーキB2の締結により得られる。

この第6速でのトルク伝達経路は、図22(a)に示す通りであり、太線で示す第3クラッチC3、第2ブレーキB2、および各メンバと、ハッチングで示す第3遊星歯車組G3とにトルクが作用することになる。

(後退)

後退の変速段は、図2に示すように、第2クラッチC2と第1ブレーキB1の締結により得られる。

この後退変速段でのトルク伝達経路は、図22(b)に示す通りであり、太線で示す第2クラッチC2、第1ブレーキB1、および各メンバと、ハッチングで示す第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2、および第3遊星歯車組G3とにトルクが作用することになる。

【0148】

以上の構成になる本実施の形態による歯車変速装置にあっては、前記した両実施の形態になる歯車変速装置と同様な作用効果を奏し得ると共に以下の作用効果を得ることができる。

つまり、入力回転が減速用遊星歯車組G1の大径の第1キャリアPC1へ入力されることから、接線力が小さくなって減速用遊星歯車組G1の小型化が可能であり、ひいては自動変速機用歯車変速装置の小型化を実現することができる。

また、最大トルクとなる第1速で減速用遊星歯車組G1からのトルク伝達の流れがダブルサンギヤ型遊星歯車組G2およびシングルピニオン型遊星歯車組G3の全メンバを介したものとなって強度的に有利であるほか、第1速で減速用遊星歯車組G1から第1クラッチC1を経てトルクを入力される回転メンバがダブルサンギヤ型遊星歯車組G2およびシングルピニオン型遊星歯車組G3のサンギヤになることがなく、ダブルサンギヤ型遊星歯車組G2における第2リングギヤR1への入力となって接線力が半減し、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性の点で有利である。

【0149】

更に、減速用遊星歯車組G1からのトルクを入力されて変速する変速用遊星歯車

組を成す 2 個の遊星歯車組のうち、一方の遊星歯車組 G2 を第 2 サンギヤ S2 および第 4 サンギヤ S4 が存在するダブルサンギヤ型遊星歯車組とし、第 2 キャリア PC2 に結合されて第 2 および第 4 サンギヤ S2, S4 間より径方向内方に延在するセンターメンバ CM を設けたため、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G2 の第 2 キャリア PC2 とこれからの回転を出力するための出力部 Output (出力軸 5 1) との間を、上記のように第 2 サンギヤ S2 および第 4 サンギヤ S4 間を経て第 2 キャリア PC2 から径方向内方へ延在するよう設けたセンターメンバ CM により結合することができる。

従って、減速用遊星歯車組 G1 およびシングルピニオン型遊星歯車組 G3 間に位置するダブルサンギヤ型遊星歯車組 G2 の第 2 キャリア PC2 から出力部 Output (出力軸 5 1) へ変速回転を軸線方向後方へ取り出す必要が生じた場合 (フロントエンジン・リヤドライブ車に用いる場合) においても、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G2 の第 2 および第 4 サンギヤ S2, S4 間における上記センターメンバ CM を経て第 2 キャリア PC2 から軸線方向後方に同軸に存在する出力部 Output (出力軸 5 1) への出力が可能であり、入出力軸 1, 5 1 を平行軸配置にしなくても、従って大径化を伴うことなくかかる動力の後方取り出しを実現することができる。

【 0 1 5 0 】

しかも、当該径方向大型化の回避をラビニョオ型複合遊星歯車列に頼らずダブルサンギヤ型遊星歯車組 G2 を用いて実現したから、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に生ずる強度上の問題、つまりこの場合、歯車列の (第 1 速での) 最大トルクをラビニョオ型複合遊星歯車列の片側のダブルピニオン型遊星歯車組のみにより受け持つことで強度上の不利益を被るところながら、上記したところからも明らかなようにこのような弊害を伴うことない。

【 0 1 5 1 】

また、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、減速用遊星歯車組で増大したトルクをラビニョオ型複合遊星歯車列のサンギヤに入力するため、リングギヤ入力やキャリア入力に比較して接線力が大きくなり、歯車強度や歯車寿命やキャリア剛性等の点で不利であるが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組 G2 を用いた当該解決策によれば、上記したところから明らかなようにかかる不利益を伴うことなく

入出力部の平行軸配置を回避して同軸配置を実現することができる。

【 0 1 5 2 】

更に、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いる場合、変速段によってはラビニョオ型複合遊星歯車列でトルク循環が発生し、トルク循環が発生する変速段で伝達効率の低下により燃費が悪化するが、ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた当該歯車変速装置によればトルク循環の発生がなくて燃費の悪化を回避することができる。

ダブルサンギヤ型遊星歯車組を用いた歯車変速装置によれば更に加えて、ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた場合に比べギヤ比の選択自由度を高めることができる。

更に、第 6 速においてシングルピニオン型の第 3 遊星歯車組 G 3 でトルクを伝達するため、ギヤ噛み合い効率が向上して振動や、騒音上有利となる。

【 0 1 5 3 】

図 2 3 は、本実施の形態になる歯車変速装置の実態構成図で、以下、この実態構成を詳述する。

変速機ケース 3 内に、入力軸 1、中間軸 5 2、および出力軸 5 1 を同軸相対回転可能な突合せ状態にして横架し、これら入力軸 1、中間軸 5 2、および出力軸 5 1 を変速機ケース 3 に対し個々に回転自在に支持する。

入力軸 1 に近い変速機ケース 3 の前端開口を、ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースにより塞ぎ、このポンプケースに入力軸 1 を貫通して軸承すると共に入力軸 1 の突出端にトルクコンバータ（図示せず）を介して動力源であるエンジン（図示せず）を駆動結合する。

【 0 1 5 4 】

入力軸 1 から遠い中間軸 4 の後端は、変速機ケース 3 の後端における端蓋 7 に回転自在に支持する。

変速機ケース 3 内の軸線を横切る方向に中間壁 5 3 を設け、該中間壁 5 3 の中心孔に中空軸 5 4 を介して中間軸 5 2 を回転自在に支持する。

ポンプハウジング 5 およびポンプカバー 6 よりなるポンプケースと、中間壁 5 3 との間に画成された前部空所内に、第 1 遊星歯車組 G1 を配置すると共にこの第

1 遊星歯車組G1を包囲するよう設けて第3クラッチC3を配置する。

第1遊星歯車組G1は、サンギヤS1をポンプカバー6の中空固定軸55に固設して常時回転不能とし、キャリアPC1を入力軸1の内端にセレクション嵌合してこれに結合し、キャリアPC1には更にクラッチドラム56を結合する。

【0155】

このクラッチドラム56は、端壁52aがポンプカバー6の近くに位置する向きに配置して第1遊星歯車組G1を包囲するよう延在させ、該クラッチドラム56の内周側に配置してクラッチハブ57を設ける。

クラッチハブ57は中空軸54に結合し、該クラッチハブ57の外周およびクラッチドラム56の内周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック58を設け、これらで第3クラッチC3を構成すると共にこの第3クラッチを第1遊星歯車組G1の外周に配置する。

なお第3クラッチC3のクラッチピストン59は、第1遊星歯車組G1と対面するクラッチドラム56の端壁56aに嵌合し、ポンプカバー6に設けた油路60からの作動油圧を受けてストロークすることで第3クラッチC3を締結し得るものとする。

中間軸52の前端から径方向外方へ延在する連結部材61を設け、該連結部材61の外周をリングギヤR1に結合する。

【0156】

中間壁53および変速機ケース3の後端壁間に画成された後部空所内には、第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3と、第1クラッチC1および第2クラッチC2と、第1ブレーキB1および第2ブレーキB2とを以下のように配置する。

第2遊星歯車組G2および第3遊星歯車組G3を出力軸51上に配置するが、第2遊星歯車組G2を第3遊星歯車組G3よりも入力軸1に近い側に位置させる。

第2遊星歯車組G2のサンギヤS2および第3遊星歯車組G3のサンギヤS3を第1連結メンバM1により一体化すると共に出力軸51上に回転自在に支持する。

第4サンギヤS4も出力軸51上に回転自在に支持し、このサンギヤS4に結合してクラッチハブ62を設け、このクラッチハブ62および第2リングギヤR2を包囲するよう配してクラッチドラム63を設ける。

【 0 1 5 7 】

クラッチドラム 6 3 は、入力軸 1 に近い端壁 6 3 a を中間軸 5 2 に駆動結合し、該クラッチドラム 6 3 の内周およびリングギヤ R2 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 6 4 を設け、これらで第 1 クラッチ C1 を構成する。

またクラッチドラム 6 3 の内周およびクラッチハブ 6 2 の外周にそれぞれスプライン嵌合したクラッチプレートの交互配置になるクラッチパック 6 5 を設け、これらで第 2 クラッチ C2 を構成する。

かくして第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 はそれぞれ第 2 遊星歯車組 G2 の外周に並置され、第 2 クラッチ C2 を第 1 クラッチ C1 よりも入力軸 1 に近い前方に位置する。

なお第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 のクラッチピストン 6 6 , 6 7 は、第 1 クラッチピストン 6 6 内に第 2 クラッチピストン 6 7 を嵌合したダブルピストン構造とし、外側の第 1 クラッチピストン 6 6 を、第 2 遊星歯車組 G2 と対面するクラッチドラム 6 3 の端壁 6 3 a に嵌合させる。

これら第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 のクラッチピストン 6 6 , 6 7 は、中間壁 5 3 、中空軸 5 4 、中間軸 5 2 に設けた個々の油路 6 8 (図面では便宜上、1 個の油路として示した) からの作動油圧を受けてストロークすることで第 1 クラッチ C1 および第 2 クラッチ C2 を個別に締結し得るものとする。

【 0 1 5 8 】

ドラム 6 3 を包囲するよう配して筒状連結メンバ 6 9 を設け、この筒状連結メンバ 6 9 は、入力軸 1 に近い端壁 6 9 a を中空軸 5 4 (従って、第 3 クラッチハブ 5 7) に駆動結合し、筒状連結メンバ 6 9 の端壁 6 9 a には更に、入力軸 1 の軸線方向へ延在するブレーキハブ 7 0 を設ける。

そして、ブレーキハブ 7 0 の外周と変速機ケース 3 の内周にそれぞれスプライン嵌合したブレーキプレートの交互配置になるブレーキパック 7 1 を設け、これらで第 1 ブレーキ B1 を構成する。

第 1 ブレーキ B1 の作動ピストン 7 2 は中間壁 5 3 に摺動自在に嵌合し、このピストン 7 2 は、中間壁 5 3 に設けた油路 7 3 からの作動油圧を受けてストローク

することで第1ブレーキB1を締結し得るものとする。

【0159】

入力軸1から遠い筒状連結メンバ69の後端は第3キャリアPC3に結合し、第3リングギヤR3を第2連結メンバM2により第2キャリアPC2に結合する。

第2サンギヤS2および第4サンギヤS4間を経て第2キャリアPC2のサイドメンバSMから径方向内方へ延在するセンターメンバCMを出力軸51に結合し、これにより第2キャリアPC2を出力軸51に結合する。

第1連結メンバM1を介した第2サンギヤS2および第3サンギヤS3の結合体を出力軸51上に回転自在に支持して入力軸1から遠ざかる後方へ延在させ、これにブレーキハブ74を結合してこれらで第1回転メンバを構成する。

このブレーキハブ74の外周と変速機ケース3の内周にそれぞれスプライン嵌合したプレートの交互配置になるブレーキパック75を設け、これらで第2ブレーキB2を構成する。

【0160】

なお、上記した第1回転メンバの他には、第4サンギヤS4と、クラッチハブ62とで構成される第2回転メンバ、第2キャリアPC2と、第3リングギヤR3と、第2連結メンバM2とで構成される第3回転メンバ、第3キャリアPC3と、筒状連結メンバ69と、クラッチハブ70とで構成される第4回転メンバ、第2リングギヤR2により構成される第5回転メンバが存在する。

【0161】

以上の実態構成になる図23のごとき歯車変速装置においても前述した実施の形態におけると同様、3個の遊星歯車組G1,G2,G3と、上記第1～第5回転メンバとの組み合わせになるから、前記した(A)～(G)と同様な作用効果が得られる他に、

ダブルサンギヤ型遊星歯車組G2およびシングルピニオン型遊星歯車組G3に関し、第2および第5回転メンバの双方に係わる方の遊星歯車組、つまり減速用遊星歯車組G1からの減速回転を第1および第2クラッチC1,C2を経て入力される方のダブルサンギヤ型遊星歯車組G2をシングルピニオン型遊星歯車組G3よりも減速用遊星歯車組G1に近い側に配置したから、

減速用遊星歯車組G1で減速した大トルクの回転をダブルサンギヤ型遊星歯車組G3に伝達するクラッチC1,C2を含んだ動力伝達経路を短縮することができ、当該動力伝達に係わる部品の小型化および取り回しが容易になって、自動変速機の小型化に寄与することができる。

なおこの作用効果は、第1および第2クラッチC1,C2をダブルサンギヤ型遊星歯車組G2の近傍、とりわけ図23に示すごとくその外周に配置する場合、更に顕著になると共に、これら両クラッチの作動ピストン66, 67を同図に示すごとくダブルピストン化することができ、その設置スペースを節約して歯車変速装置の一層の小型化が可能になる。

【0162】

また第1および第2クラッチC1,C2の上記配置によれば、これらが減速用遊星歯車組G1に接近することとなって、これら第1および第2クラッチC1,C2と減速用遊星歯車組G1との間を連結するメンバ（中間軸52、中空軸54およびクラッチハブ57）の長さを短縮することができ、当該連結メンバの短縮化、小型化、軽量化、単純化を実現することもある。

更に、第1および第2クラッチC1,C2の横並び配置によれば、これらの作動ピストン66, 67を前記したごとくダブルピストン化し得るだけでなく、ピストン66, 67のリターンスプリングおよび遠心圧キャンセル室を共用化することにより、部品点数の減少および変速機の小型化、更にはコスト低減を実現することも可能である。

【0163】

なお第1および第2クラッチC1,C2を上記配置にしたのに加えて、これらクラッチのクラッチピストン66, 67を、シングルピニオン型遊星歯車組G3から遠いダブルサンギヤ型遊星歯車組G2の側に配置し、これら第1、第2クラッチC1,C2の作動油路68を、減速用遊星歯車組G1およびダブルサンギヤ型遊星歯車組G2間における変速機ケース3の中間壁53に形成したため、

変速機ケース3の周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディ（図示せず）と第1、第2クラッチC1,C2との間に延在させるべき作動油路68を短くすることができると共にこれら作動油路をほぼ同じ長さにして

これらクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができるほか、

伝達トルクが大きくて比較的高圧を導く必要のある第 1、第 2 クラッチ C1, C2 の作動油路 6 8 であっても、これを比較的厚肉の中間壁 6 8 に形成するから、補強用の別スリーブ等を要することなく、作動油路 6 8 を中間壁 5 3 に直接形成することができて部品点数の増大やコスト高を招く虞がない。

【0 1 6 4】

更に、入力軸 1 の回転をシングルピニオン型遊星歯車組 G3 のキャリア PC3 に直接入力するための第 3 クラッチ C3 を減速用遊星歯車組 G1 の外周に配置したため、

変速機ケース 3 の周方向の任意個所に設置する変速制御用のコントロールバルブボディー（図示せず）と第 3 クラッチ C3 との間に延在させるべき作動油路 6 0 を短くすることができると共に、この作動油路を第 1、第 2 クラッチ C1, C2 の作動油路 6 8 とほぼ同じ長さにしてこれら 3 つのクラッチに係わる変速の変速応答を均一にすることができる。

また第 3 クラッチ C3 の作動油路 6 0 を比較的厚肉のポンプカバー 6 に形成するから、補強用の別スリーブ等を要することなく、作動油路 6 0 をポンプカバー 6 に直接形成することができて部品点数の増大やコスト高を招く虞がない。

【0 1 6 5】

なお、第 1 クラッチ C 1 および第 2 クラッチ C 2 の作動油路 6 8 を中間壁 5 3 に形成し、第 3 クラッチ C 3 の作動油路 6 0 をポンプカバー 6 に形成したから、これら作動油路の全てが、コントロールバルブボディーからの作動油圧を通しやすい変速機ケース 3 の前部に集中させて変速制御回路の無駄を省くことができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図 2】 同歯車変速装置における変速用摩擦要素の締結と選択変速段との関係を示す締結論理説明図である。

【図 3】 同歯車変速装置の選択変速段ごとの変速状態を示す共線図である。

【図 4】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 1 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
(b) は、前進第 2 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
(c) は、前進第 3 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図である。

【図 5】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、
(a) は、前進第 4 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
(b) は、前進第 5 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図、
(c) は、前進第 6 速時のトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図である。

【図 6】 同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図 1 と同様なスケルトン図である。

【図 7】 ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた自動変速機用歯車変速装置において 2 速で発生するトルク循環を説明するのに用いた説明図である。

【図 8】 シンプソン型遊星歯車列およびラビニョオ型複合遊星歯車列の第 1 速時におけるトルク伝達経路を示し、

(a) は、シンプソン型遊星歯車列の第 1 速時におけるトルク伝達経路を示す模式図、

(b) は、ラビニョオ型複合遊星歯車列の第 1 速時におけるトルク伝達経路を示す模式図である。

【図 9】 遊星歯車組のキャリア入力時と、リングギヤ入力時とで、接線力の違いを示す説明図である。

【図 10】 シンプソン型遊星歯車列を用いて歯車変速装置を構成した場合にオーバードライブ変速段を得ようとした時に必要なキャリア入力の実現できないことと、これを実現する本発明の工夫とを説明するための図面で、

(a) は、上記のキャリア入力が不能な原因であるシンプソン型遊星歯車列の回転メンバ不足を示すための模式図、

(b) は、上記のキャリア入力が不能な状態を示すシンプソン型遊星歯車列の模式図、

(c) は、上記のキャリア入力を可能にした本発明の工夫を示すダブルサンギヤ

型遊星歯車組を示す模式図である。

【図 1 1】 ラビニョオ型複合遊星歯車列を用いた歯車変速装置とイシマル型遊星歯車列を用いた歯車変速装置との性能比較を示す図である。

【図 1 2】 図 1 ～図 6 に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図 1 3】 本発明の他の実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図 1 4】 同歯車変速装置の選択変速段ごとの変速状態を示す共線図である。

【図 1 5】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 1 速時のトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第 2 速時のトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第 3 速時のトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図である。

【図 1 6】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 4 速時のトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第 5 速時のトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図、

(c) は、前進第 6 速時のトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図である。

【図 1 7】 同歯車変速装置の後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図 1 3 と同様なスケルトン図である。

【図 1 8】 図 1 3 ～図 1 7 に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【図 1 9】 本発明の更に他の実施の形態になる自動変速機用歯車変速装置を模式的に示すスケルトン図である。

【図 2 0】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 1 速時のトルク伝達経路を示す図 1 9 と同様なスケルトン図、

(b) は、前進第 2 速時のトルク伝達経路を示す図 1 9 と同様なスケルトン図である。

【図 2 1】 同歯車変速装置の変速段ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 3 速時のトルク伝達経路を示す図 19 と同様なスケルトン図
(b) は、前進第 4 速時のトルク伝達経路を示す図 19 と同様なスケルトン図、
(c) は、前進第 5 速時のトルク伝達経路を示す図 19 と同様なスケルトン図である。

【図 2 2】 同歯車変速装置の変速ごとのトルク伝達経路を示し、

(a) は、前進第 6 速時のトルク伝達経路を示す図 19 と同様なスケルトン図、
(b) は、後退変速段選択時におけるトルク伝達経路を示す図 19 と同様なスケルトン図である。

【図 2 3】 図 1 9 ～図 2 2 に示す歯車変速装置の実態構成を示す展開断面図である。

【符号の説明】

G1 第 1 遊星歯車組 (減速用遊星歯車組)

G2 第 2 遊星歯車組 (シングルピニオン型遊星歯車組またはダブルサンギヤ型遊星歯車組)

G3 第 3 遊星歯車組 (ダブルサンギヤ型遊星歯車組またはシングルピニオン型遊星歯車組)

M1 第 1 連結メンバ

M2 第 2 連結メンバ

C1 第 1 クラッチ

C2 第 2 クラッチ

C3 第 3 クラッチ

B1 第 1 ブレーキ

B2 第 2 ブレーキ

Input 入力部

1 入力軸

Output 出力部

2 出力歯車

S1 第 1 サンギヤ

R1 第 1 リングギヤ

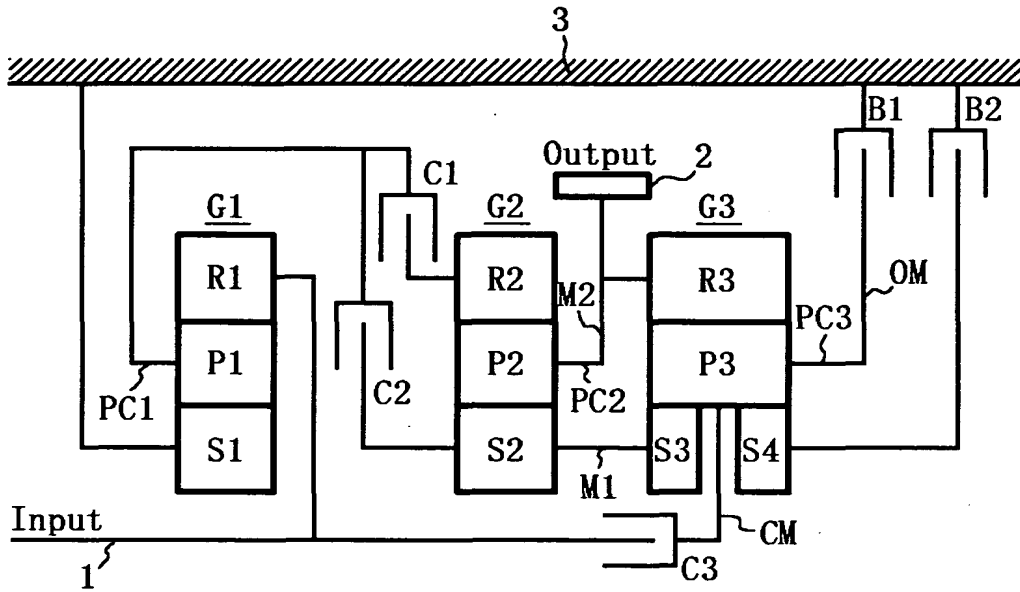
P1 第 1 ピニオン
P1a 第 1 ピニオン
P1b 第 1 ピニオン
PC1 第 1 キャリア PC1
S2 第 2 サンギヤ
R2 第 2 リングギヤ
P2 第 2 ピニオン
PC2 第 2 キャリア
S3 第 3 サンギヤ
S4 第 4 サンギヤ
P3 第 3 ピニオン
PC3 第 3 キャリア
R3 第 3 リングギヤ
CM センターメンバ
OM アウターメンバ
SM サイドメンバ
ENG エンジン (動力源)
T/C トルクコンバータ
3 変速機ケース
4 中間軸
5 ポンプハウジング
6 ポンプカバー
7 端蓋
8 中間壁 (出力歯車支持壁)
9 中空軸
9a ドラム状連結部材
10 フランジ
11 クラッチドラム
12 クラッチパック

-
- 13 クラッチピストン
 - 14 第3クラッチ作動油路
 - 15 クラッチドラム
 - 16 クラッチバック
 - 17 クラッチハブ
 - 18 クラッチバック
 - 19 クラッチピストン
 - 20 クラッチピストン
 - 21 第1クラッチまたは第2クラッチ作動油路
 - 22 筒状連結メンバ
 - 23 ブレーキハブ
 - 24 ブレーキバック
 - 25 ブレーキピストン
 - 26 ブレーキハブ
 - 26a ブレーキハブ後端壁
 - 27 ブレーキバック
 - 28 ブレーキピストン
 - 29 カウンターシャフト
 - 30 カウンターギヤ
 - 31 ファイナルドライブピニオン
 - 32 クラッチハブ
 - 51 出力軸
 - 52 中間軸
 - 53 中間壁
 - 54 中空軸
 - 55 中空固定軸
 - 56 クラッチドラム
 - 57 クラッチハブ
 - 58 クラッチバック

-
- 59 クラッチピストン
 - 60 第3クラッチ作動油路
 - 61 連結部材
 - 62 クラッチハブ
 - 63 クラッチドラム
 - 64 クラッチパック
 - 65 クラッチパック
 - 66 第 1 クラッチ
 - 67 第2クラッチクラッチピストン
 - 68 クラッチ作動油路
 - 69 筒状連結メンバ
 - 70 ブレーキハブ
 - 71 ブレーキパック
 - 72 第1ブレーキ作動ピストン
 - 73 第1ブレーキ作動油路
 - 74 ブレーキハブ
 - 75 ブレーキパック

【書類名】 図面

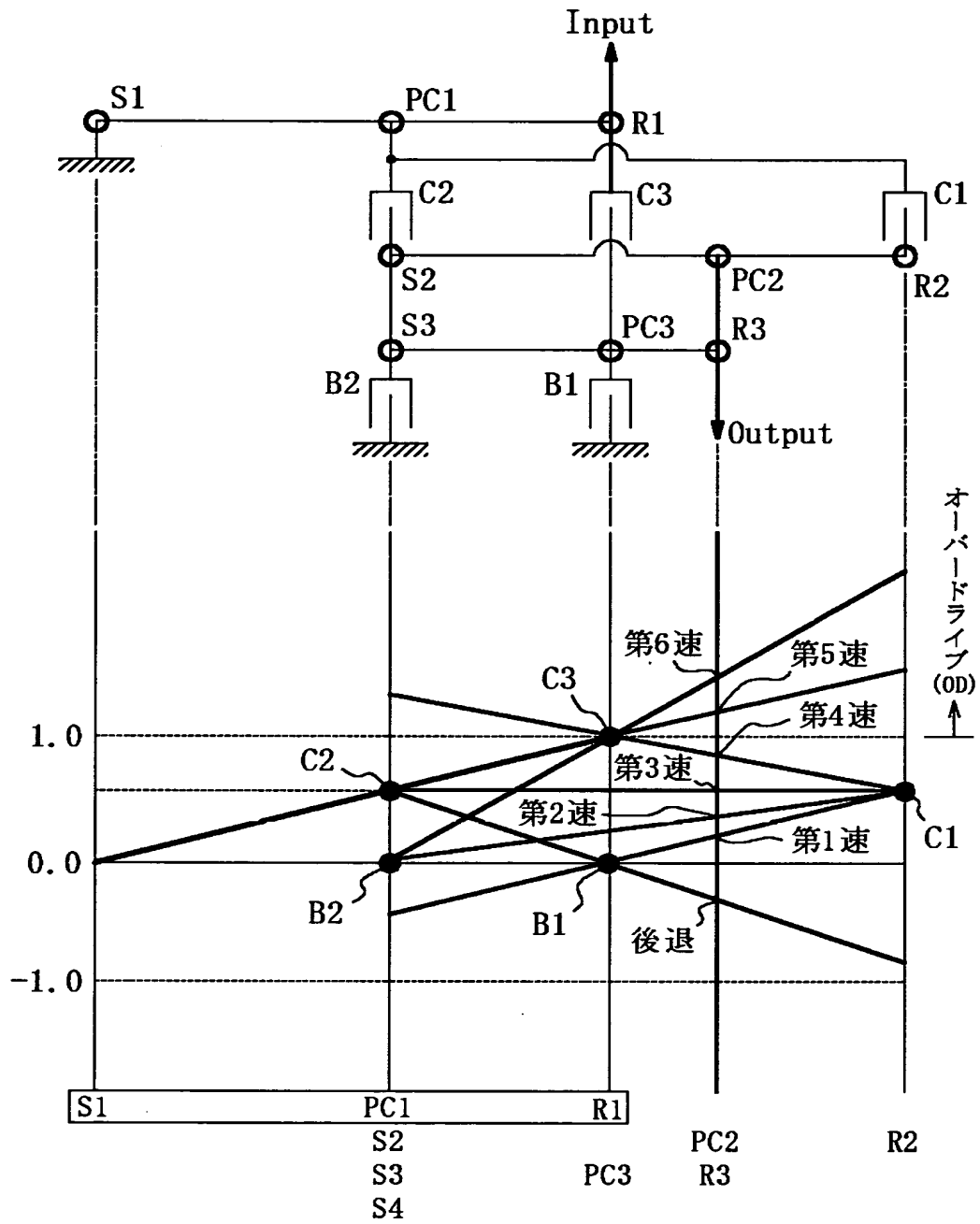
【図 1】



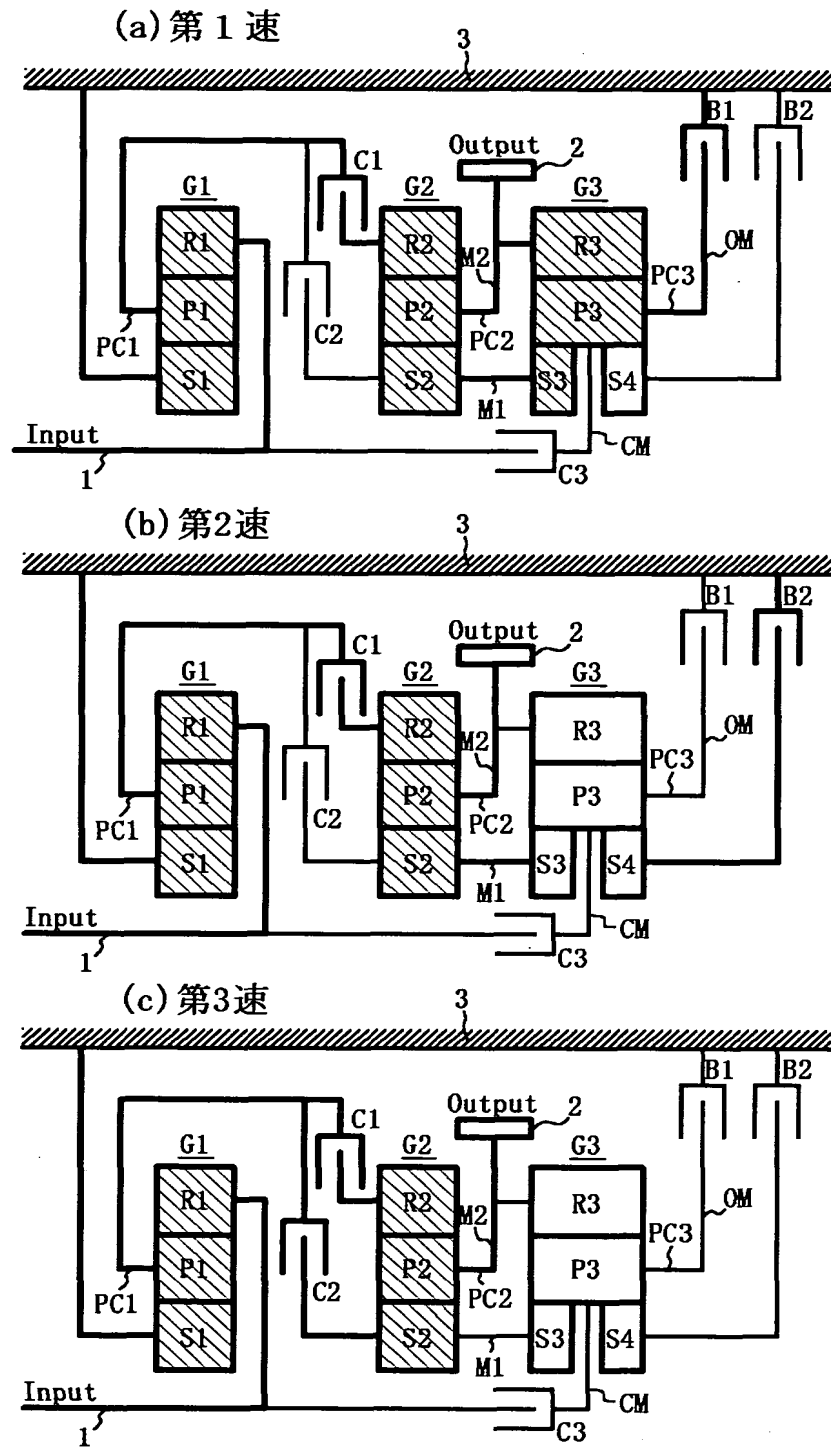
【図 2】

摩擦要素 变速段		C1	C2	C3	B1	B2	5.5	6.0	6.5	7.0
前 進	第1速	○			○		4.060	4.260	4.583	4.782
	第2速	○				○	2.192	2.360	2.500	2.773
	第3速	○	○				1.538	1.600	1.677	1.818
	第4速	○		○			1.153	1.164	1.170	1.205
	第5速		○	○			0.891	0.870	0.862	0.824
	第6速			○		○	0.741	0.714	0.714	0.678
後 退			○		○		4.396	4.000	4.167	3.828
						α 1	0.350	0.375	0.400	0.450
						α 2	0.350	0.400	0.400	0.475
						α 3	0.425	0.475	0.500	0.525

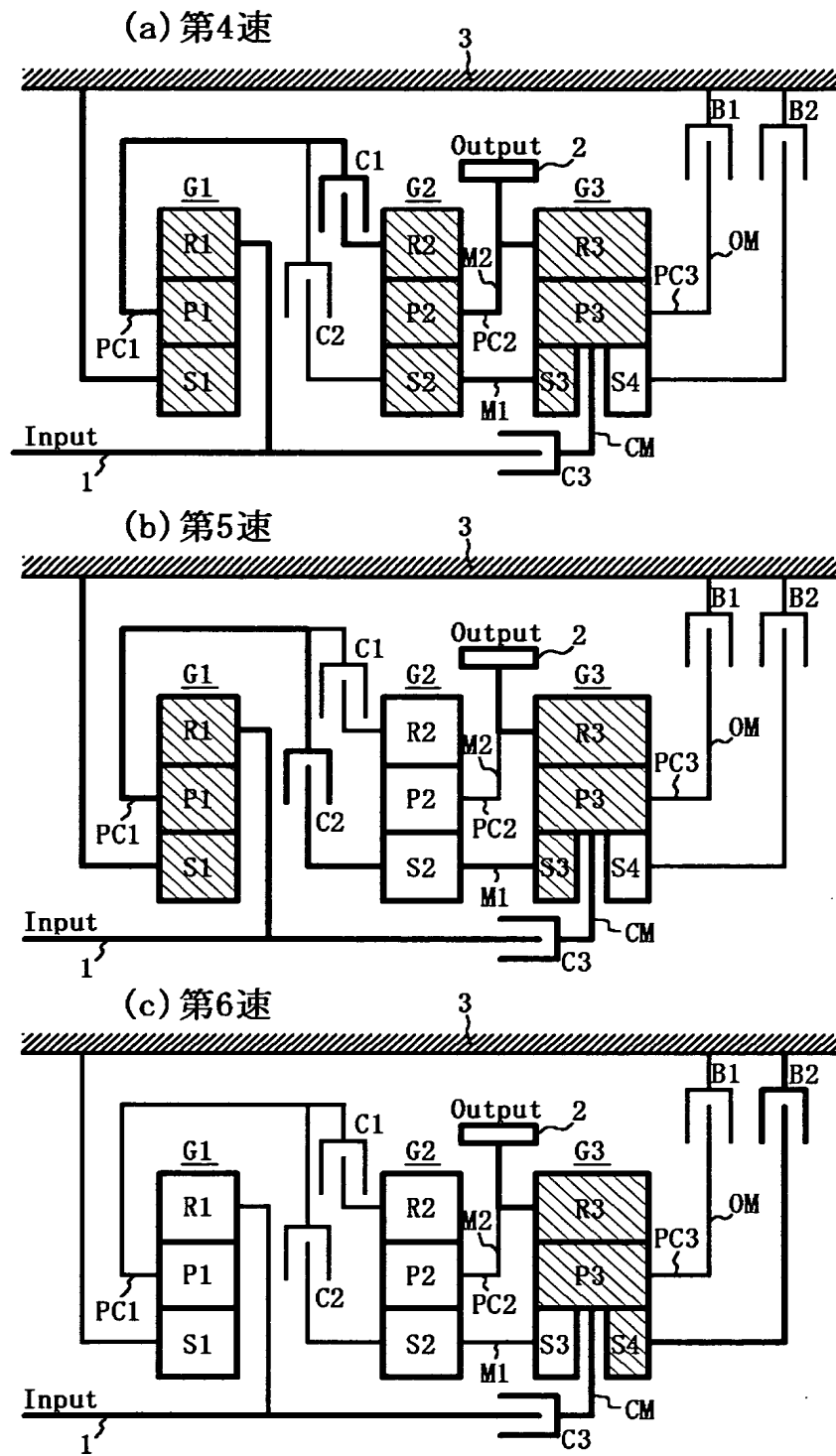
【図3】



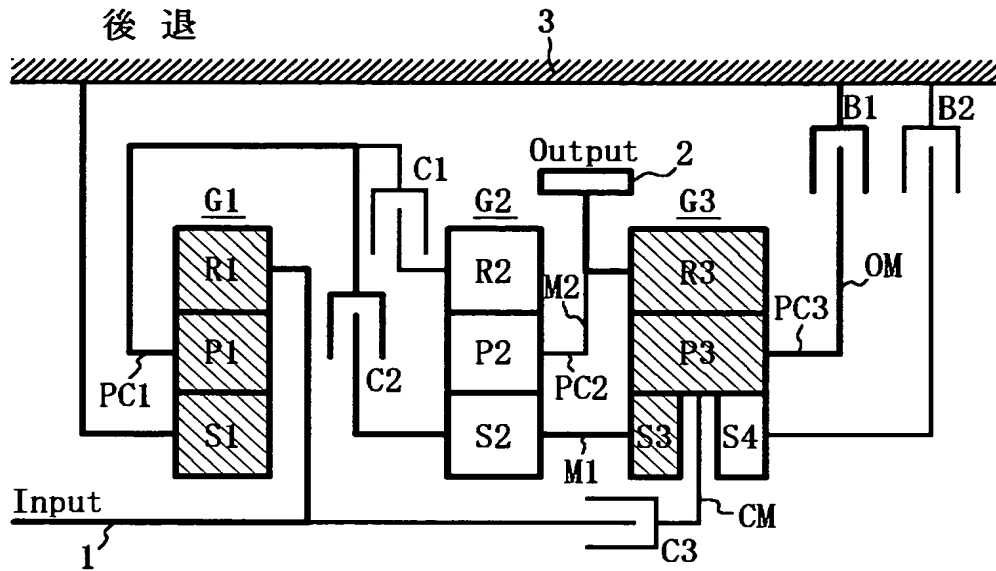
【図 4】



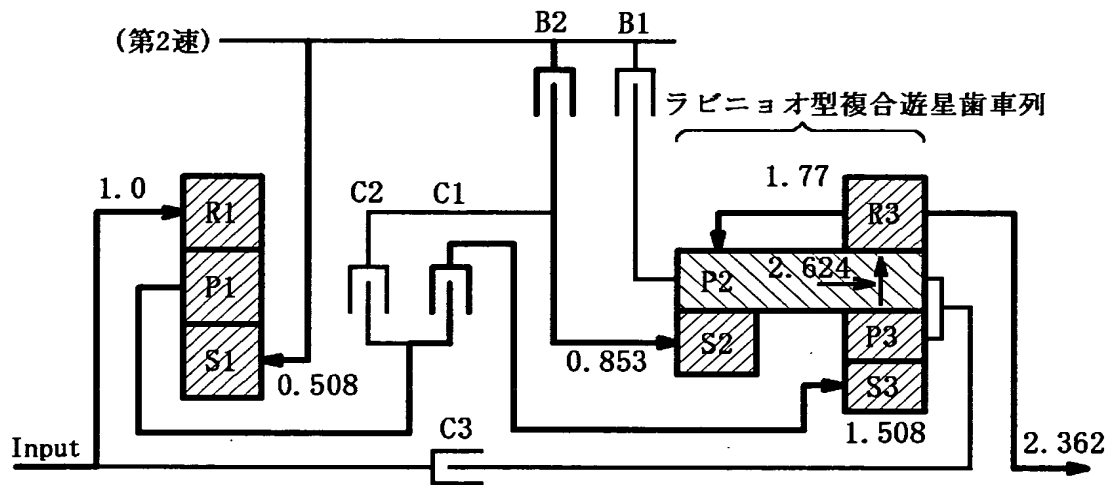
【図 5】



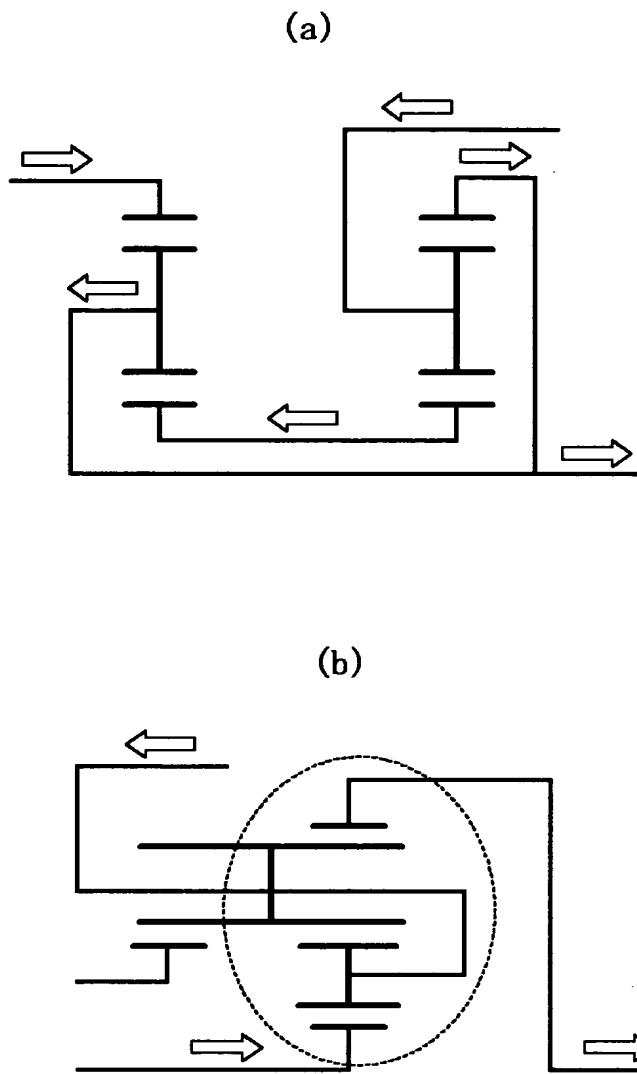
【図 6】



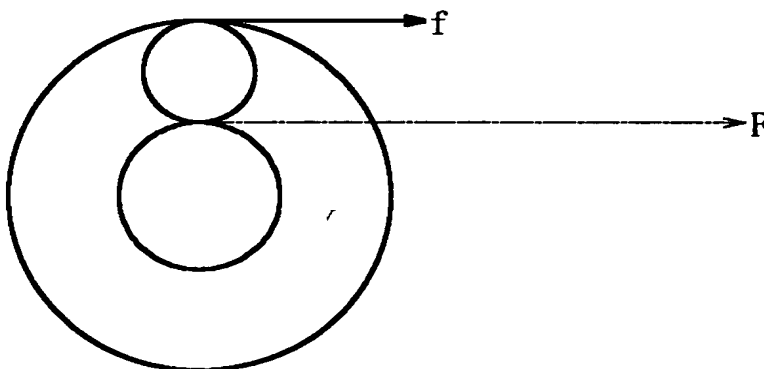
【図 7】



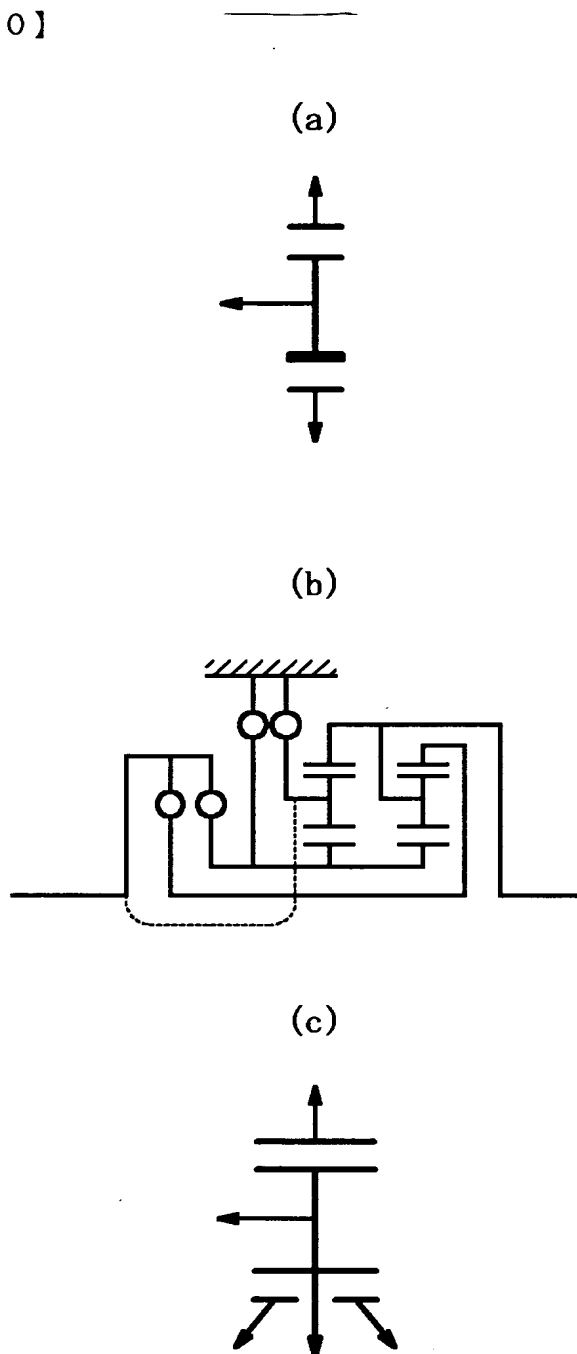
【図 8】



【図 9】



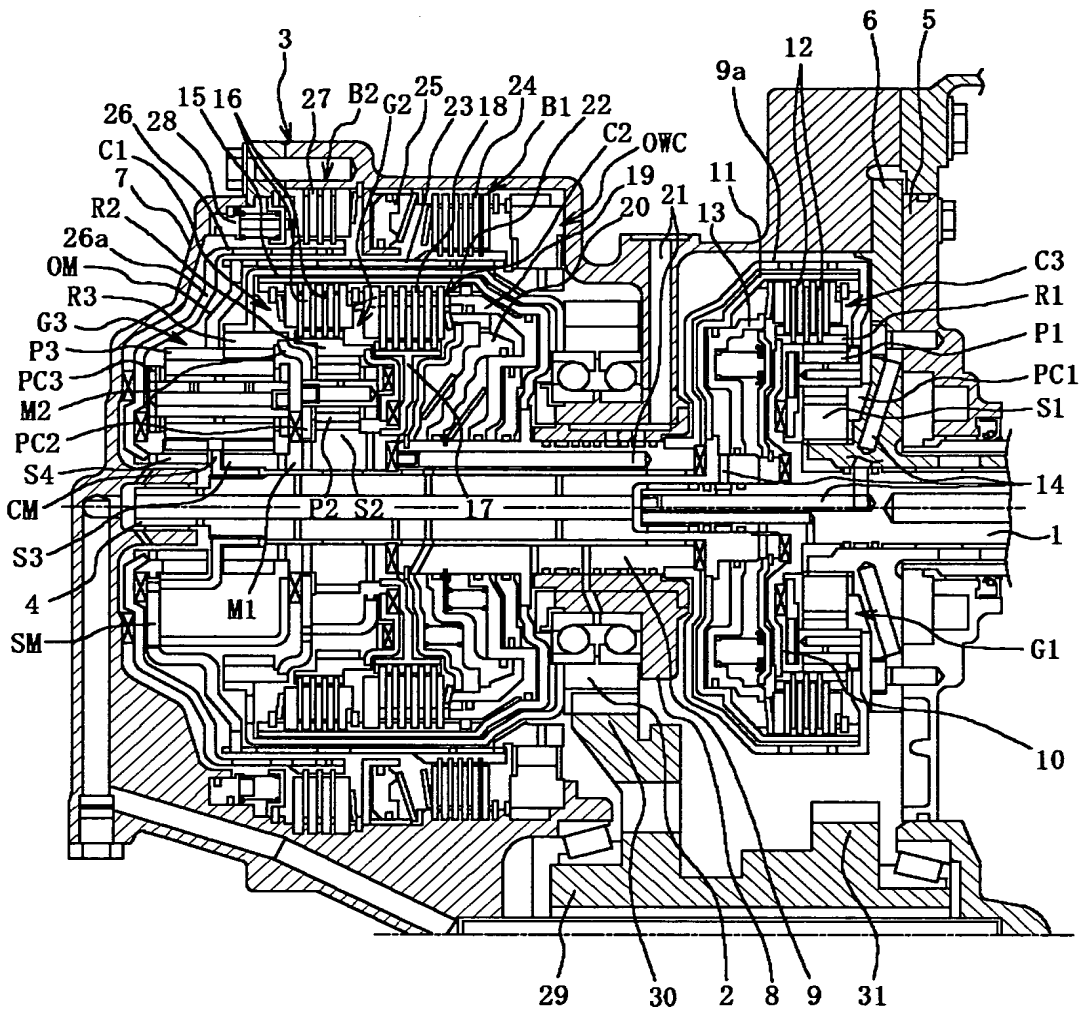
【図 1 0】



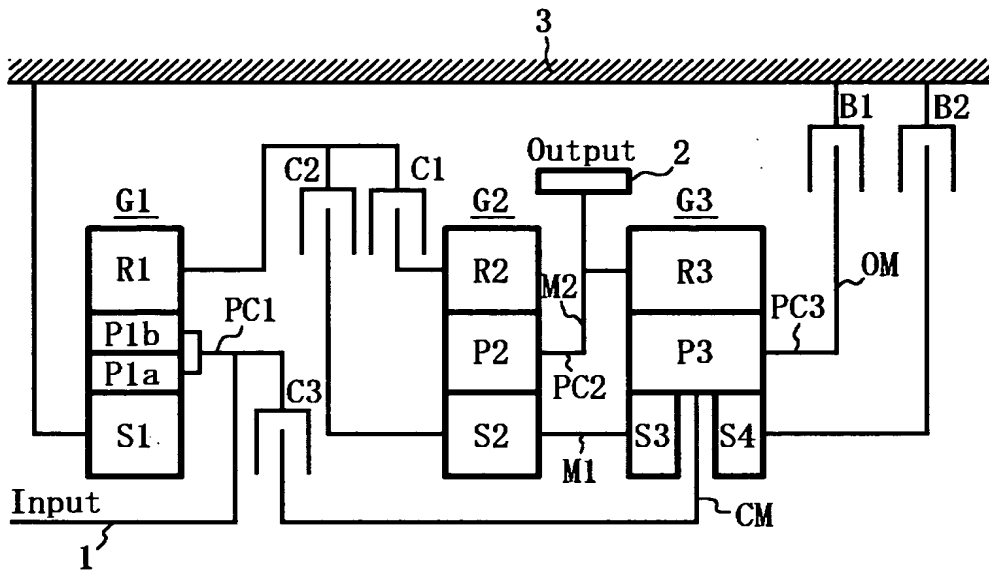
【図 11】

		6 速					
		レシオカバレッジ:1			レシオカバレッジ:2		
		ラビニョオ 型	イシマル型		ラビニョオ 型	イシマル型	
			減速 ダブル ピニオン	減速 シングル ピニオン		減速 ダブル ピニオン	減速 シングル ピニオン
遊星歯車比	$\alpha 1$	0.575	0.350	0.550	0.650	0.425	0.625
	$\alpha 2$	0.375	0.350	0.500	0.475	0.350	0.550
	$\alpha 3$	0.350	0.500	0.375	0.350	0.500	0.350
変 速 比	第1速	4.500	4.505	4.392	4.714	5.093	5.072
	第2速	2.373	2.308	2.325	2.637	2.609	2.519
	第3速	1.575	1.538	1.550	1.650	1.739	1.625
	第4速	1.146	1.136	1.148	1.160	1.170	1.141
	第5速	0.880	0.891	0.883	0.842	0.872	0.881
	第6速	0.727	0.741	0.727	0.678	0.741	0.741
	後 退	4.200	4.395	4.133	3.474	4.969	4.634
段 間 比	第1速/第2速	1.896	1.952	1.889	1.788	1.952	2.013
	第2速/第3速	1.507	1.501	1.500	1.598	1.500	1.550
	第3速/第4速	1.374	1.354	1.356	1.422	1.488	1.424
	第4速/第5速	1.302	1.275	1.294	1.378	1.342	1.295
	第5速/第6速	1.210	1.202	1.215	1.242	1.177	1.189
前後進比	後退/第1速	0.933	0.976	0.941	0.737	0.976	0.914
伝達効率	第1速	0.968	0.969	0.974	0.968	0.989	0.974
	第2速	0.950	0.968	0.972	0.952	0.968	0.972
	第3速	0.993	0.988	0.993	0.993	0.988	0.993
	第4速	0.982	0.987	0.989	0.983	0.988	0.989
	第5速	0.989	0.988	0.989	0.989	0.989	0.990
	第6速	0.993	0.993	0.993	0.993	0.993	0.993
	第7速						
締結要素 トルク分担	後 退	0.978	0.973	0.978	0.978	0.973	0.978
	C1	1.575	1.203	1.550	1.650	1.175	1.625
	C2	1.575	1.538	1.550	1.650	1.739	1.625
	C3	1.209	1.538	1.214	1.243	1.739	1.190
	B1	5.775	0.769	5.683	5.124	0.909	6.268
	B2	0.798	5.934	0.775	0.987	6.708	0.894
	合 計	10.932	10.982	10.772	10.654	12.270	11.602
OWC採用時の締結 要素増加個数	OWC1	0	0	0	0	0	0
	OWC2	1	1	1	1	1	1
	OWC3	2	2	2	2	2	2
レシオカバレッジ	最 小	4.81	5.08	4.81	4.81	5.08	4.81
	最 大	7.20	9.02	7.80	7.20	9.02	7.80
直結モード		無 し	無 し	無 し	無 し	無 し	無 し
7 速 比		可 能	可 能	可 能	可 能	可 能	可 能

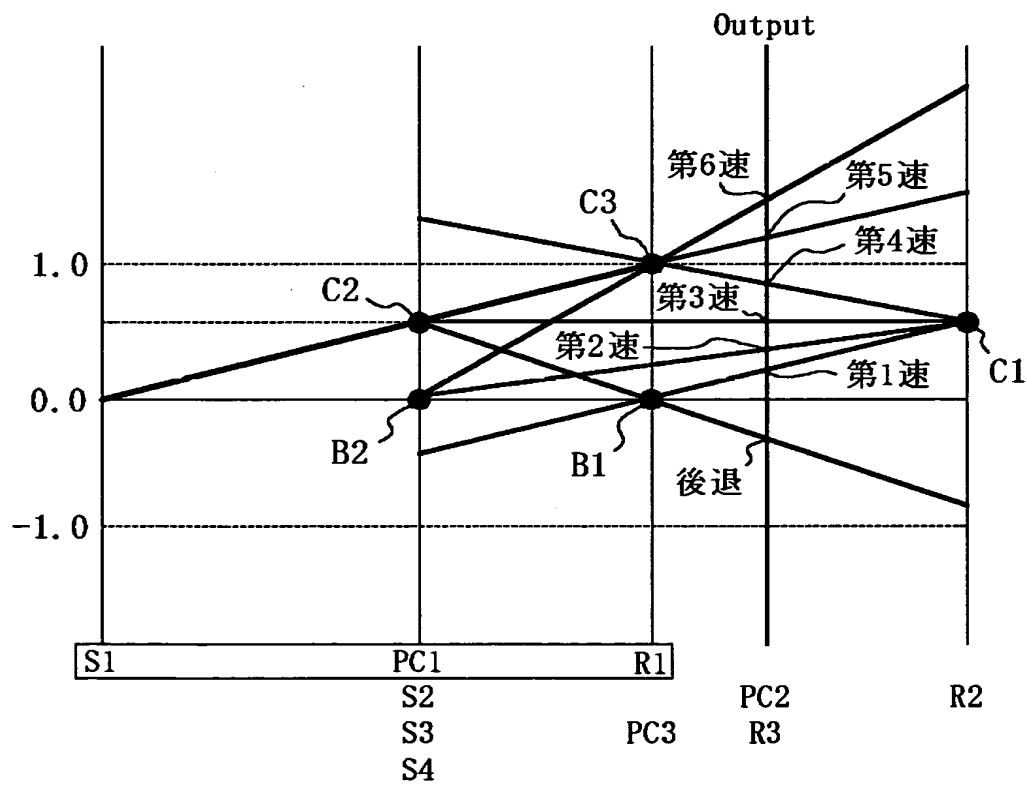
【図 12】



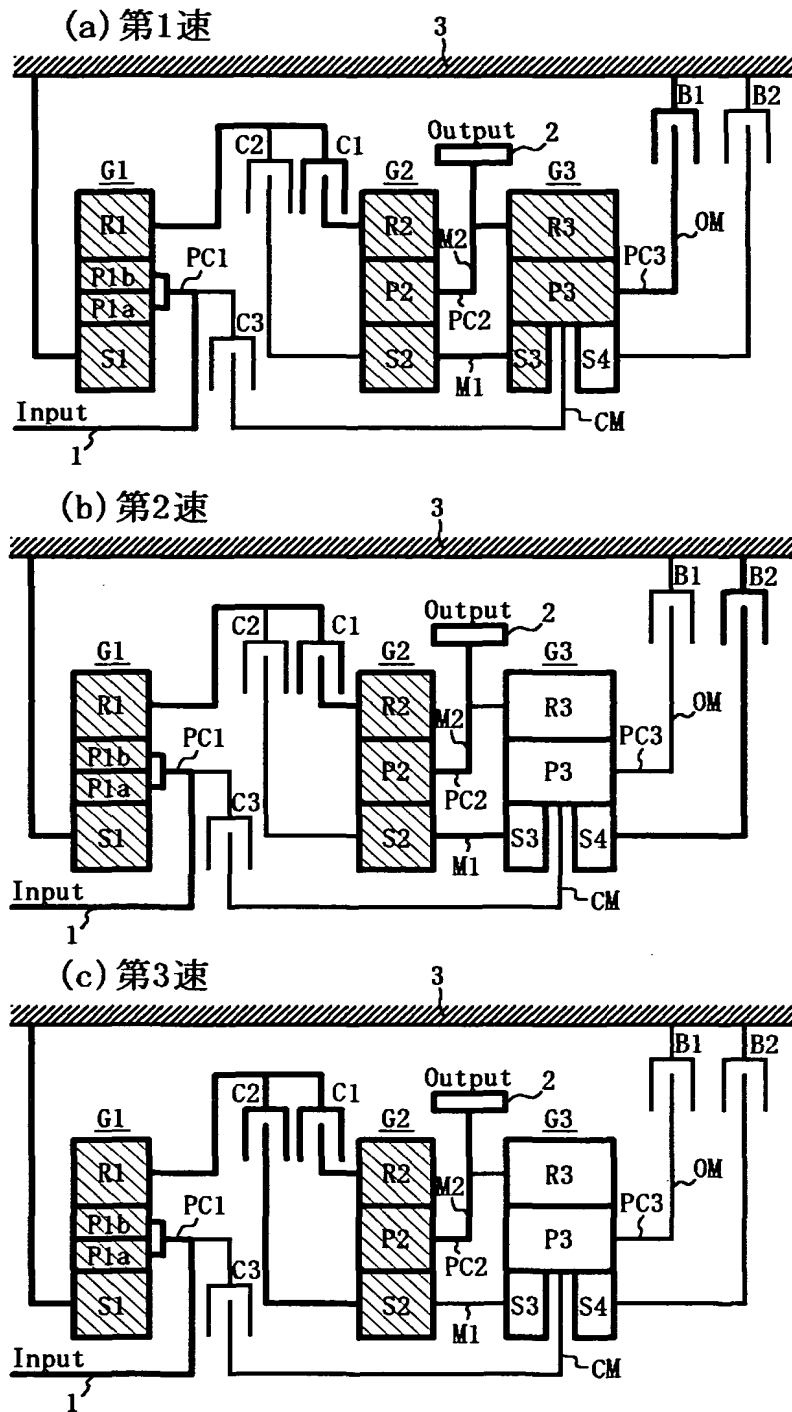
【図 13】



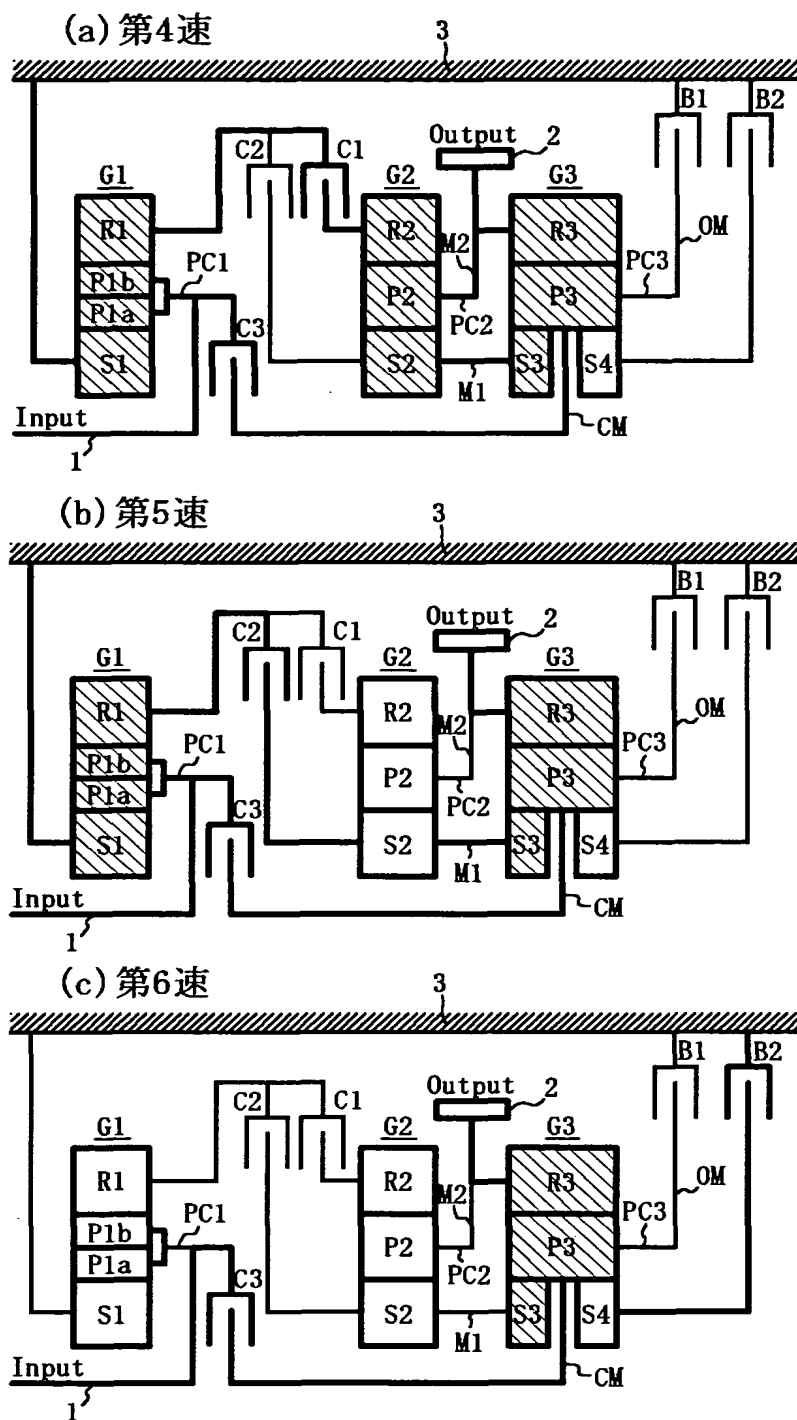
【図 14】



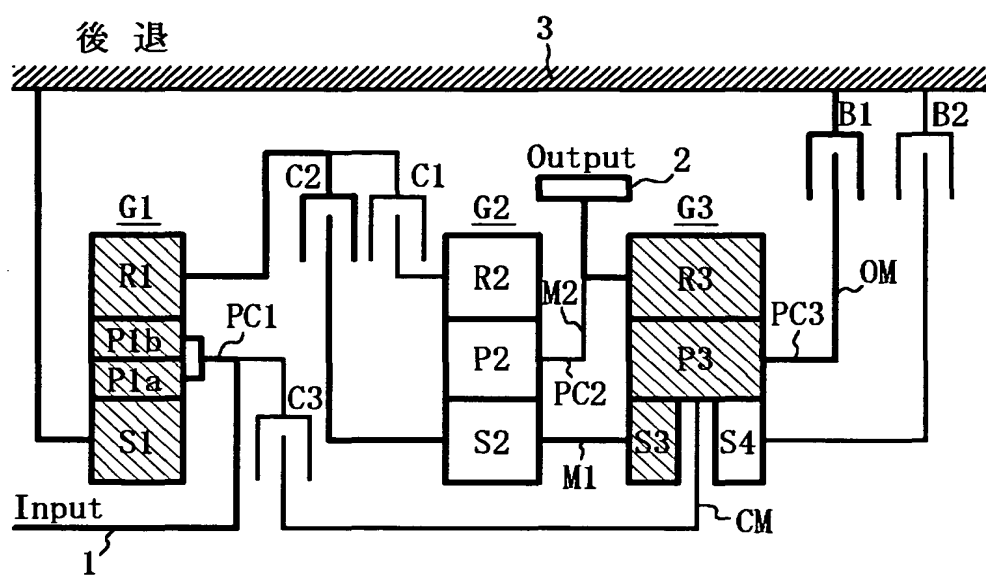
【図15】



【図 16】



【図 17】



Wataru Ishimaru
Our Ref: 0.3 23/01/37

